

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra Energetiky

Využití odpadního tepla z kogenerační jednotky LOGANOVA

Utilization of waste heat from cogeneration units LOGANOVA

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Vojtěch Slíva
Ing. Jan Matoušek, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Slíva**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Využití odpadního tepla z kogenerační jednotky LOGANOVA**
Utilization of Waste Heat from Cogeneration Unit LOGANOVA

Zásady pro vypracování:

1. Popis stávající technologie a technických možností využití odpadního tepla z chlazení motoru kogenerační jednotky.
2. Výpočet množství spalin a tepelný spád pro využití ve výměníku tepla.
3. Hydraulický a aerodynamický výpočet výměníku s návrhem oběhového čerpadla.
4. Využijte odpadní teplo k ohřevu teplé vody pro zaměstnance.

Seznam doporučené odborné literatury:

KRBEK, J. a kol. *Strojní zařízení tepelných centrál návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
RAŽNJEVIČ, K. *Termodynamické tabulky*. Bratislava: Alfa, 1984.
DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
ČERNÝ, V. *Parní kotle a spalovací zařízení*. Praha: SNTL, 1975.
www.trz.cz

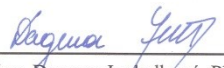
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Matoušek, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SLÍVA, V. *Využití odpadního tepla z kogenerační jednotky LOGANOVA: diplomová práce.*
Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky 2013, 61s.
Vedoucí práce: Ing. Jan Matoušek, Ph.D

Diplomová práce se zabývá využitím odpadního tepla ze spalín a odpadního tepla z chlazení motoru kogenerační jednotky. Dále jsou v práci vypočítány dva výměníky tepla na využití tohoto odpadního tepla. Dále jsou v práci spočítány tlakové ztráty ve výměníku tepla a potrubní síti okruhu teplé užitkové vody. Dle těchto ztrát jsou vypočítány a navržena oběhová čerpadla a spalinový ventilátor.

ANNOTATION OF THESIS

SLÍVA, V. *Utilization of waste heat from cogeneration units LOGANOVA: Master Thesis.*
Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering,
Department of Energy 2013 64 p.
Thesis head: Ing. Jan Matoušek, Ph.D

This thesis deals with the utilization of waste heat from the flue gas and waste heat from the engine cooling cogeneration units. Further, two heat exchangers there are calculated on the utilization of this waste heat. Furthermore, in this deal are calculated pressure loss in the heat exchanger and pipeline net of hot water circuit. According to these losses are calculated and designed circulating pump and exhaust fan.

Klíčová slova: kogenerační jednotka, odpadní tepla, výměník tepla, teplá užitková voda

Keywords: Cogeneration unit, waste heat, heat exchanger, heating supply water

Poděkování

Za odborné rady a pomoc při vypracování diplomové práce děkuji Ing. Janu Matouškovi, Ph.D.

| | |
|--|----|
| Seznam použitých značek | 9 |
| 1. Úvod | 11 |
| 2. Kogenerace a využívání odpadního tepla | 11 |
| 2.1. Kogenerace | 11 |
| 2.2. Druhy kogeneračních technologií | 12 |
| 2.3. Kogenerace s parními turbínami | 15 |
| 2.4. Kogenerace se spalovacími turbínami | 16 |
| 2.5. Kogenerační jednotky s mikroturbínami | 17 |
| 2.6. Kogenerační jednotky se spalovacími motory | 18 |
| 2.7. Kogenerační jednotky s paroplynovými zařízeními | 20 |
| 2.8. Speciální kogenerační zařízení | 21 |
| 2.9. Biomasa a kogenerace | 21 |
| 3. Výměníky tepla | 22 |
| 3.1. Rekuperační výměníky tepla | 22 |
| 3.2. Regenerační výměníky tepla | 22 |
| 3.3. Směšovací výměníky tepla | 23 |
| 3.4. Rozdělení výměníků tepla podle směru proudění | 23 |
| 3.5. Rozdělení podle konstrukce | 25 |
| 4. Řešená kogenerační jednotka | 27 |
| 5. Výpočet spalovacích rovnic | 28 |
| 5.1. Složení paliva | 28 |
| 5.2. Stechiometrie | 29 |
| 5.3. Koncentrace složek ve spalínách | 32 |
| 5.4. Střední měrná tepelná kapacita | 33 |
| 5.5. Hustota spalin | 35 |
| 5.6. Dynamická viskozita | 36 |
| 5.7. Tepelná vodivost | 36 |
| 6. Výpočet výměníku tepla | 37 |
| 6.1. Výpočet skutečného množství spalin při teplotě 138°C | 37 |
| 6.2. Výpočet skutečného množství spalin při skutečné spotřebě paliva | 37 |
| 6.3. Výpočet výkonu výměníku | 38 |
| 6.4. Výpočet středního logaritmického spádu | 38 |
| 6.5. Výpočet proudění na straně vody | 39 |
| 6.6. Střední teplota vody | 39 |

| | | |
|-------|--|----|
| 6.7. | Výpočet součinitele přestupu tepla | 40 |
| 6.8. | Výpočet proudění na straně spalín | 41 |
| 6.9. | Výpočet součinitele přestupu tepla | 42 |
| 6.10. | Výpočet součinitele prostupu tepla k | 43 |
| 6.11. | Plocha výměníku tepla | 44 |
| 6.12. | Výpočet rozměrů výměníku tepla | 44 |
| 7. | Výpočet výměníku tepla při využívání tepla z chlazení motoru | 45 |
| 7.1. | Výpočet středního logaritmického spádu | 45 |
| 7.2. | Výpočet proudění na straně vody z chlazení motoru | 46 |
| 7.3. | Střední teplota vody | 46 |
| 7.4. | Výpočet součinitele přestupu tepla | 48 |
| 7.5. | Výpočet proudění na straně ohřívání vody | 49 |
| 7.6. | Střední teplota vody | 49 |
| 7.7. | Výpočet součinitele přestupu tepla | 51 |
| 7.8. | Výpočet součinitele prostupu tepla k | 52 |
| 7.9. | Plocha výměníku tepla | 52 |
| 7.10. | Výpočet rozměrů výměníku tepla | 52 |
| 8. | Výpočet tlakových ztrát výměníku tepla | 54 |
| 8.1. | Výpočet pro tlakovou ztrátu v trubce ve výměníku spaliny-voda | 55 |
| 8.2. | Výpočet tlakové ztráty vně trubky ve výměníku tepla spaliny-voda | 55 |
| 8.3. | Šachovnicové uspořádání trubek ve svazku | 56 |
| 8.4. | Výpočet pro tlakovou ztrátu v trubce ve výměníku voda-voda | 57 |
| 8.5. | Výpočet tlakové ztráty vně trubky ve výměníku tepla voda-voda | 57 |
| 8.6. | Šachovnicové uspořádání trubek ve svazku | 58 |
| 8.7. | Volba oběhového čerpadla a spalínového ventilátoru pro výměník tepla | 59 |
| 9. | Náklady na zařízení využívající odpadní teplo | 61 |
| 10. | Závěr | 62 |
| 11. | Seznam použité literatury | 63 |
| 12. | Přílohy | 64 |

| | | |
|-----------------------|---|--|
| Nu | <i>Nuseltovo číslo</i> | [1] |
| Pr | <i>Prandtlovo číslo</i> | [1] |
| Q | <i>výkon</i> | [W] |
| Re | <i>Reynoldsovo číslo</i> | [1] |
| S | <i>Plocha</i> | [m ²] |
| D | <i>průměr výměníku</i> | [m] |
| T | <i>termodynamická teplota</i> | [K] |
| V | <i>Objem</i> | [m ³] |
| A | <i>pomocný součinitel</i> | [1] |
| B | <i>pomocný součinitel</i> | [1] |
| C | <i>pomocný součinitel</i> | [1] |
| \dot{V} | <i>objemový průtok</i> | [m ³ /s] |
| $V_{vz,s}^s$ | <i>objem spalovacího vzduchu</i> | [m _N ³ / m _N ³] |
| V_{sp}^v | <i>objem spalín vlhkých</i> | [m _N ³ / m _N ³] |
| V_{sp}^s | <i>objem spalín suchých</i> | [m _N ³ / m _N ³] |
| C_1 | <i>součinitel rozteče trubek</i> | [1] |
| C_2 | <i>součinitel vzdálenosti trubek</i> | [1] |
| \dot{M}_l | <i>molární hmotnost</i> | [kg/s ¹] |
| l | <i>délka trubky</i> | [m] |
| k | <i>součinitel prostupu tepla</i> | [W/m ² .K ¹] |
| d_1 | <i>vnitřní průměr trubky</i> | [m] |
| d_2 | <i>vnější průměr trubky</i> | [m] |
| t | <i>Teplota</i> | [°C] |
| n | <i>počet trubek</i> | [1] |
| z | <i>počet řad trubek</i> | [1] |
| c | <i>měrná tepelná kapacita</i> | [kJ/m ³ .K ¹] |
| w | <i>rychlost proudění</i> | [m/s] |
| \dot{m} | <i>hmotnostní průtok</i> | [kg/s] |
| Δp_c | <i>celková tlaková ztráta</i> | [Pa] |
| Δp_I | <i>ztráta třením</i> | [Pa] |
| Δp_{II} | <i>ztráta prouděním</i> | [Pa] |
| Δp_{90° | <i>Tlaková ztráta pro šachovnicové uspořádání</i> | [Pa] |
| p_b | <i>barometrický tlak</i> | [Pa] |

| | | |
|------------------|--|-----------------------|
| P'' | <i>parciální tlak</i> | [Pa] |
| α | <i>přebytek vzduchu</i> | [1] |
| v | <i>součinitel vlhkosti</i> | [1] |
| α_{st} | <i>součinitel přestupu tepla</i> | [W/m ² .K] |
| α_{te} | <i>součinitel přestupu tepla</i> | [W/m ² .K] |
| ω | <i>Koncentrace</i> | [%] |
| ρ | <i>Hustota</i> | [kg/m ³] |
| μ | <i>dynamická viskozita</i> | [Pa.s] |
| ν | <i>kinematická viskozita</i> | [m ² /s] |
| λ | <i>tepelná vodivost</i> | [W/m.K] |
| λ_{spal} | <i>součinitel tření</i> | [1] |
| ξ_c | <i>součinitel hydraulického odporu</i> | [1] |
| ψ | <i>opravný součinitel</i> | [1] |

1. Úvod

V této práci budu počítat výkon kogenerační jednotky a výkon výměníku tepla. Odpadní teplo z kogenerační jednotky bude využito na ohřev teplé užitkové vody, to bude realizováno z tepla spalín a z chlazení spalovacího motoru na zemní plyn.

V práci budu dále počítat a navrhovat dva výměníky tepla, bude se jednat o protiproudé trubkové výměníky tepla. Výměníky tepla budou zapojeny do potrubní sítě okruhu teplé užitkové vody, ohřátá voda bude vedena do zásobníku teplé užitkové vody. Pokud by byla spotřeba teplé užitkové vody menší než je kapacita zásobníku teplé užitkové vody budou spaliny vypouštěny bez využití do ovzduší.

K těmto výměníkům budu počítat hydraulické a aerodynamické ztráty spalín a vody, tedy pracovních médií ve výměnících tepla. Z těchto ztrát budou dále navrženy oběhové čerpadla a spalínový ventilátor.

2. Kogenerace a využívání odpadního tepla

2.1. Kogenerace [1] [3]

Kogenerace, neboli společná výroba tepla a elektřiny, představuje velmi zajímavou aplikaci moderních technologií na dlouho známé principy. Název se u nás začal používat v počátku devadesátých let jako počestění mezinárodně srozumitelného termínu "co-generation". Vlastní kombinovaná výroba elektrické energie a tepla se však datuje o téměř stovku let dříve. Výroba elektřiny v podnikových nebo městských elektrárnách v parních turbínách a postupné vyvedení tepelného výkonu předznamenaly vznik velkých soustav dálkového zásobování teplem CZT. Rozšíření malých jednotek na bázi spalovacích motorů začalo na našem území po roce 1990.

Společná výroba elektrické energie a tepla v jediném zařízení se vyznačuje vysokou mírou využití vstupujícího primárního paliva. Při porovnání dodávky tepla a elektrické energie do budovy ze dvou oddělených výroben - kotelny a elektrárny - a z jediného zdroje s kombinovanou výrobou je zřejmé snížení energetických ztrát při výrobě. [2]



Obrázek 1 Ztráty při výrobě elektrické a tepelné energie

Základní motivace pro stavbu kogeneračních zařízení spočívá jednoznačně v ekonomické efektivnosti společné výroby. Prodej elektrické energie a tepla je podnikání jako každé jiné a jeho základním cílem je vytvoření zisku. Základem úvah o stavbě zařízení je proto technický návrh. Z něj a podmínek budoucího provozu se stanoví roční energetická bilance. Množství spotřebovaného paliva a vyrobené elektřiny a tepla je pak vstupem do ekonomického hodnocení. Teprve to ukáže, zda je vhodné investovat do projektu peníze. Následný projekt financování stanoví jakým způsobem finanční zdroje získat a jak je splácet.

Kogenerace vychází ze základního fyzikálního principu, který je neměnný. Její praktické použití limituje ekonomická efektivnost, tedy zda se vložená investice za daných podmínek vyplatí. Kromě případů podporovaných státem závisí na aktuálním poměru výkupních cen elektrické energie a nákupní ceny paliva.

2.2. Druhy kogeneračních technologií [1]

Každý kogenerační zdroj sestává z těchto čtyř základních částí:

- motoru (pohonné jednotky);
- elektrického alternátoru vč. zařízení pro připojení na spotřebitelskou a veřejnou síť;
- kotle nebo výměníků tepla vč. propojení na tepelné rozvodné sítě;
- kontrolního a řídicího systému.

V současné době se jako pohon v kogeneračních jednotkách nejčastěji používají:

- parní turbíny;
- spalovací turbíny;
- spalovací motory;
- paroplynová (kombinovaná) zařízení.

S intenzivním vývojem přicházejí na trh nové druhy pohonných jednotek:

- Stirlingovy motory;
- mikroturbíny;
- parní motory.

a také zcela nové principy kogeneračních zařízení:

- palivové články.

Objevují se zařízení dovolující přípravu nových paliv (obnovitelných) pro kogenerační pohony:

- zplyňovací zařízení;
- zařízení pro rychlou pyrolýzu;
- zařízení vyrábějící bioplyn.

Některé nové technologie rozšiřují možnosti použití kogeneračních jednotek:

- tepelná čerpadla;
- absorpční chladicí zařízení.

Přehled vybraných kogeneračních jednotek [1]:

| Pohonná jednotka | Použité palivo | Rozsah výkonů [MWe] | Modul teploty výroby elektřiny [1] | Elektrická účinnost [%] | Celková účinnost [%] | Forma tepla |
|----------------------------|---|---------------------|------------------------------------|-------------------------|----------------------|---|
| Odběrová parní turbína | libovolné | 5 - 300 | 0,2 - 0,4 | 10 - 30 | 78 - 88 | NT pára, horká voda |
| Protitlaková parní turbína | libovolné | 0,1 - 100 | 0,1 - 0,4 | 7 - 20 | 75 - 88 | NT pára, horká voda |
| Spalovací turbína | zemní plyn, lehký topný, olej, bioplyn, produkty zplyňování | 1 - 250 | 0,4 - 1,2 | 25 - 48 | 75 - 90 | teplá voda horká voda pára VT, VT |
| Paroplynové zařízení | zemní plyn, lehký topný, olej, bioplyn, produkty zplyňování | 10 - 400 | 0,8 - 2,0 | 35 - 60 | 85 - 90 | teplá voda horká voda pára NT, VT |
| Spalovací motor | zemní plyn, lehký topný, olej, bioplyn, produkty zplyňování | 0,01 - 10 | 0,5 - 1,1 | 25 - 45 | 75 - 92 | teplá voda horká voda pára NT |
| Parní motor | biopaliva | 0,02 - 1 | 0,1 - 0,3 | 10 - 25 | 70 - 80 | teplá voda |
| Stirlingův motor | zemní plyn, biopalivo | 0,001 - 0,03 | 0,3 - 0,7 | 20 - 40 | 70 - 85 | teplá voda |

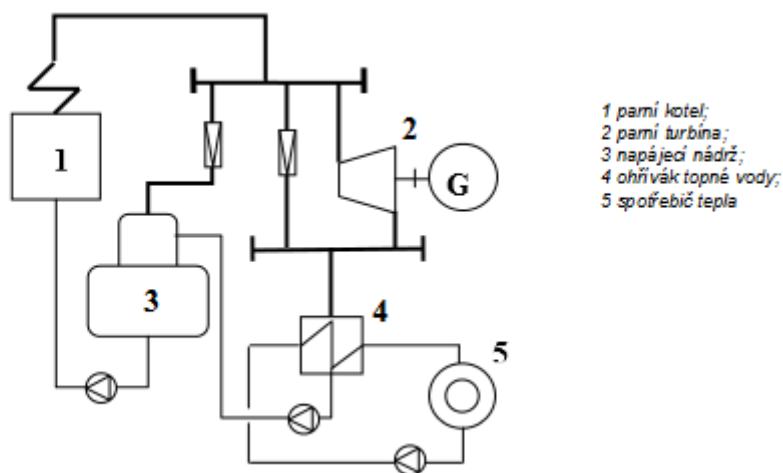
Tabulka 1 Srovnání kogeneračních jednotek

2.3. Kogenerace s parními turbínami [1]

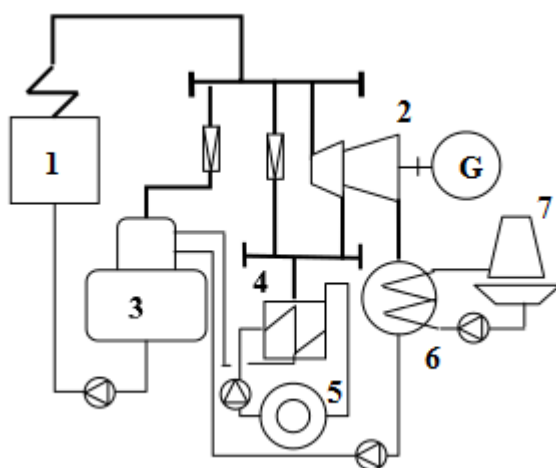
Parní turbíny se jako motory pro průmyslová kogenerační zařízení používají dlouhá léta. Pokud se parní turbína použije jako motor kogeneračního systému, je možný dvojitý způsob zapojení:

- parní turbína protitlaková;
- parní turbína kondenzační s odběrem páry pro dodávku tepla spotřebiteli.

Nejjednodušším uspořádáním je provedení s protitlakovou turbínou, kde veškerá pára po průchodu turbínou má relativně nízký tlak a slouží k dalšímu teplotěnskému využití. Tam, kde je vyžadován dvoustupňový ohřev topné vody, se druhý stupeň ohřevu provádí buď pomocí odběru z turbíny, nebo někdy parou odebíranou přímo z výstupu kotle a redukovanou na požadovaný tlak.



Obrázek 2 Parní turbína protitlaková



Obrázek 3 Parní turbína kondenzační

Výhody:

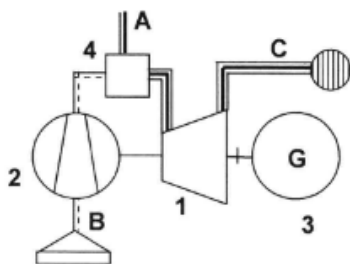
- je použitelné libovolné palivo;
- teplo může být dodáváno v libovolné formě (horká voda, pára VT i NT);
- může být pokryt více než jeden požadavek na parametry dodávaného tepla;
- velký rozsah jednotkových výkonů;
- možnost dodávky turbíny s výkonem a parametry dle potřeb investora;
- vysoká celková účinnost kogeneračního zdroje;
- velká životnost.

Nevýhody:

- malý poměr elektrického a tepelného výkonu;
- pomalé najíždění a změna výkonu;
- kogenerační zařízení s parní turbínou je poměrně složité s řadou pomocných provozů;
- poměrně velké požadavky na zastavěnou plochu a obestavěný objem celého kogeneračního zařízení;

2.4. Kogenerace se spalovacími turbínami [1]

Spalovací turbína s jednoduchým otevřeným oběhem se skládá z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení. Kompresor nasává vzduch z atmosféry a stlačuje jej na požadovaný tlak. Stlačený vzduch je veden do spalovací komory, kde se v jeho proudu při stálém tlaku spaluje palivo. Tím vzniknou spaliny o vysoké teplotě a tlaku, které pak expandují v plynové turbíně. Po průchodu turbínou, již s nízkou teplotou, jsou odváděny do atmosféry. Plynová turbína pohání přímo kompresor. Přebytek výkonu je použit pro pohon elektrického generátoru.



Obrázek 4 Kogenerační jednotka se spalovací turbínou

*1 turbína, 2 kompresor, 3 elektrický generátor, 4 spalovací komora;
A přívod paliva, B přívod vzduchu, C odvod spalin*

Spalovací turbíny, které jsou v současné době na světovém trhu, jsou produktem dlouhodobého vývoje několika světových výrobců. Výsledkem tohoto vývoje jsou kompaktní spolehlivé stroje s vysokou účinností.

V současné době se používají spalovací turbíny dvou odlišných koncepcí:

- spalovací turbíny průmyslového typu;
- spalovací turbíny odvozené z leteckých proudových motorů.

2.5. Kogenerační jednotky s mikroturbínami [1]

Pro účely kogenerace se mikroturbíny zapojují obdobným způsobem jako malé spalovací turbíny. Dodávku tepla je vhodné uskutečnit pomocí teplé nebo horké vody. Mikroturbíny jsou menší než konvenční spalovací motory a nižší jsou rovněž jejich investiční náklady a náklady na údržbu. Mají také environmentální výhody, včetně nižších emisí NO_x v rozpětí 10 až 25 ppm.

Výhody:

- vysoká spolehlivost dovolující dlouhý provoz bez nutnosti provozních odstávek;
- rychlé najíždění a změna výkonu;
- možnost každodenního odstavování;
- při daném výkonu malá hmotnost a rozměry;
- malá spotřeba vody;
- nízké měrné investiční náklady;
- kompaktnost provedení a malé požadavky na zastavěnou plochu a obestavěný prostor;
- krátká doby výstavby zařízení;
- dobrá možnost automatizace provozu vedoucí až k bezobslužnému provozu;
- malé požadavky na chladicí nebo přídavnou vodu.

Nevýhody:

- vyžaduje relativně kvalitní a čisté palivo (nejlépe zemní plyn nebo lehká kapalná paliva);
- v případě spalování plynu je požadován jeho vysoký tlak nebo výstavba zvláštní plynové kompresorové stanice;
- vysoká hluková hladina, zejména zvuku o vysokém kmitočtu;
- horší účinnost při nízkých zatíženích a vyšších teplotách okolí;
- nižší účinnost ve srovnání se spalovacími motory;
- při malých jednotkových výkonech nižší účinnost a větší měrné investiční náklady.

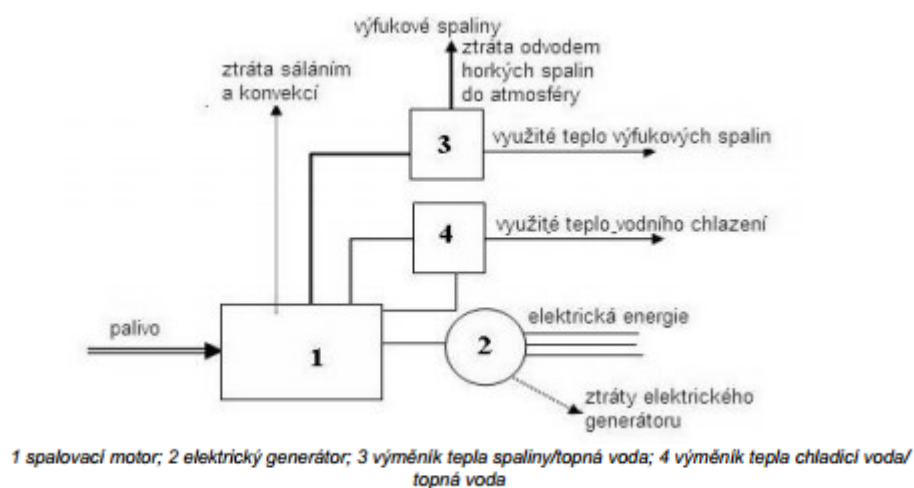
2.6. Kogenerační jednotky se spalovacími motory [1]

Spalovací motor je tepelný stroj velmi vhodný k teplotenskému využití. Motor pohánějící elektrický generátor produkuje současně odpadní teplo. Jedná se o teplo chlazení motoru (blok válců a hlava motoru), chlazení mazacího oleje a o teplo výfukových plynů. Chlazení oleje je prováděno pomocí vodního chladicího okruhu, z něhož je teplo odváděno topnou vodou. Ohřev této vody může být proveden nanejvýš na teplotu kolem 80 °C. Využívá-li se ve zvláštním výměníku chladicí teplo bloku motoru a hlav válců, může výstupní teplota topné vody dosahovat i 100 až 110 °C, jestliže je primární okruh proveden jako tlakový. Vzhledem k tlakovým poměrům v primárním chladicím okruhu motoru je ovšem výhodnější, je-li požadováno ohřátí topné vody jen na 90 až 100 °C. Ve výměníku využívajícím tepla výfukových plynů, jejichž teplota je nejčastěji v rozmezí 400 až 540 °C, je možné ohřát tlakovou vodu na teploty vyšší než 110 °C (omezení je dáno tlakem v okruhu ohřívání vody) nebo vyrábět v něm páru.

Jako tepelný zdroj mohou být spalovací plynové motory využity pro:

- ohřev sekundární otopné vody s nejobvyklejšími teplotami topné a vratné vody, tj. 90/70 °C;
- práci v moderních primárních tepelných sítích s nízkými teplotami topné vody a kvantitativní regulací;
- ohřev primární vody na teploty 110 až 130 °C;
- výrobu páry o nižším tlaku;
- předehřev napájecí vody parních kotlů a současně pro ohřev okysličovacího média hořáků těchto kotlů;

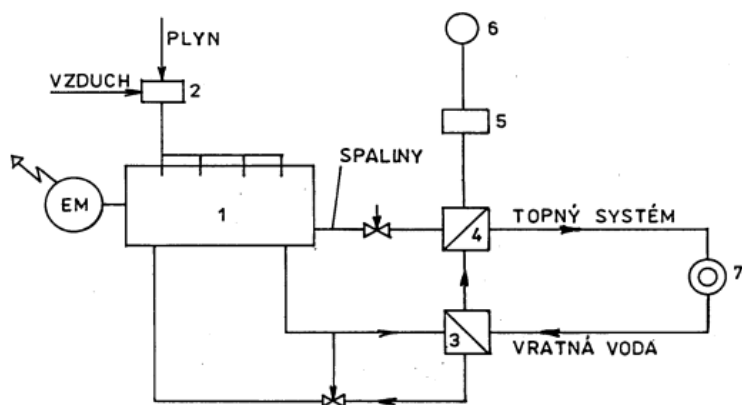
- kombinaci přímého sušení výfukovými spaliny a ohřev topné vody teplem chlazení motoru;
- chladičí zařízení;
- výrobu páry vyššího tlaku spojenou se zařazením protitlakové parní turbíny (paroplynové zapojení).



Obrázek 5 Kogenerační jednotka se spalovacím motorem

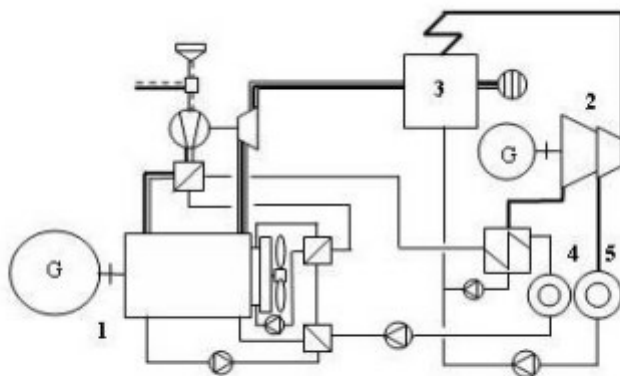
Schéma kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem

- 1 - spalovací motor s elektrickým generátorem
- 2 - směšovací zařízení plyn/vzduch
- 3 - výměník voda/voda pro chlazení válců motoru
- 4 - výměník spaliny/voda
- 5 - katalyzátor NO_x
- 6 - komín
- 7 – spotřebič tepla



2.7. Kogenerační jednotky s paroplynovými zařízeními [1]

Stále rostoucí požadavky na úspory primárních energetických zdrojů a na ochranu životního prostředí se projevují i ve změnách koncepce tepelných energetických zdrojů. S výhodou je možno spojit v jeden celek spalovací turbínu a pracovní okruh parní turbíny. Vznikne tzv. paroplynové zařízení spojující výhody obou dílčích prvků. Toto zařízení je možno použít jak pro samostatnou výrobu elektřiny, tak v kogeneračním zapojení. Paroplynové zařízení použité v elektrárně se vyznačuje neobyčejnou provozní pružností a nejvyšší účinností (dnes účinnost nejdokonalejších bloků přesáhla 60 %). Obdobné vlastnosti mají také kogenerační bloky využívající tento princip činnosti. To je důvodem k velkému rozšíření těchto jednotek všude ve světě. V současné době velká část rekonstruovaných nebo nově stavěných plynových tepláren je vybavena právě paroplynovým zařízením.



1 spalovací motor; 2 parní turbína; 3 spalínový kotel; 4 spotřebitel tepla ve formě horké vody; 5 spotřebitel tepla ve formě páry

Obrázek 7 Kogenerační jednotka s paroplynovým zařízením

Výhodami:

- výrazně zvýšená výroba elektrické energie;
- větší provozní pružnost;
- menší požadavky na zastavěnou plochu a prostor;
- nižší celkové měrné investiční náklady;
- snadnější optimalizace provozních režimů v dodávce tepla a elektrické energie.

Nevýhody:

- poměrně vysoké tlaky v systému;
- na mikrokogeneraci je složitá technologie cyklu - úprava vody, napájecí nádrž a čerpadlo, obvykle kvalifikovaná obsluha.

2.8. Speciální kogenerační zařízení [1]

- kogenerační zařízení využívající palivové články;
- využití tlakové energie zemního plynu;
- Stirlingův motor v kogeneraci;
- tepelná čerpadla v tepelných zdrojích s kogeneračním zařízením.

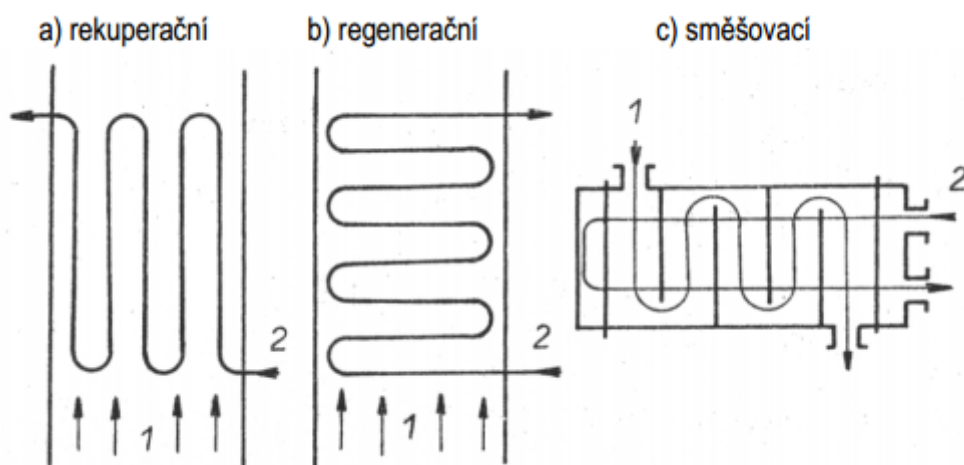
2.9. Biomasa a kogenerace [1]

Biomasa představuje obnovitelný energetický zdroj, jehož význam v budoucnu stále poroste. Její využívání obecně přispívá životnímu prostředí, snižuje dovozy energetických surovin a připravuje nová pracovní místa. Tento energetický zdroj tvoří dvě skupiny:

- biomasa vhodná pro spalování a zplyňování;
- biomasa vhodná pro anaerobní fermentaci.

3. Výměníky tepla [5] [7]

Výměníky tepla jsou zařízení určená k ohřevu či chlazení tekutin. Zde se soustředíme na sdílení tepla mezi dvěma tekutinami, teplejší tekutinu (která teplo odevzdává), chladnější tekutinu (která teplo přijímá). Podle technické realizace výměny tepla rozlišujeme čtyři základní typy výměníků.



Obrázek 8 Rekuperační, regenerační a směšovací výměník

3.1. Rekuperační výměníky tepla [17]

Teplo se sdílí mezi dvěma proudícími tekutinami, které jsou odděleny pevnou přepážkou, aby nedošlo ke smísení tekutin (pokud jsou tyto dvě tekutiny nemísitelné, např. systém kapalina – plyn, lze přepážku vynechat). Tento typ výměníku je v technické praxi nejčastější a zde uvedené příklady výměníků tepla spadají právě do této kategorie.

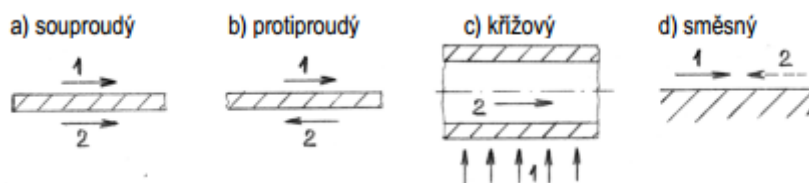
3.2. Regenerační výměníky tepla [17]

Teplo se sdílí nepřímo – tělesem výměníku (vyplněným látkou s vysokou tepelnou kapacitou, např. cihly) se vede nejprve např. horký plyn, teplo se akumuluje ve výplni a stěnách výměníku, pak se vede dovnitř chladná tekutina, která část naakumulovaného tepla odebere a tím se ohřeje.

3.3. Směšovací výměníky tepla [17] [5]

Teplejší a chladnější tekutina jsou v přímém kontaktu, takto lze např. ohřát vodu přímým vstřikováním vodní páry nebo chladit vodu přidáním ledové tříště.

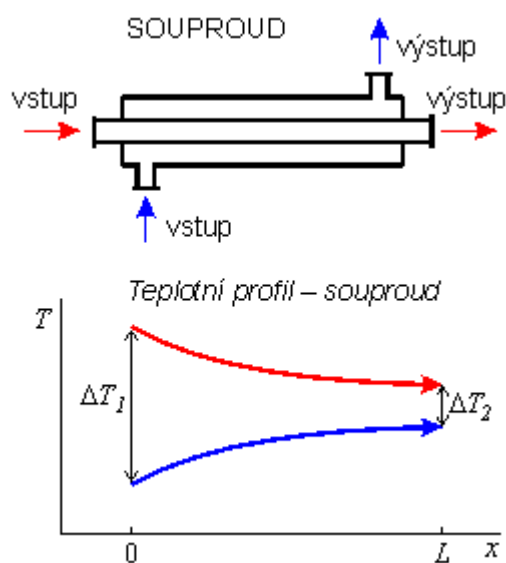
3.4. Rozdělení výměníku tepla podle směru proudění [17]



Obrázek 9 Druhy proudění ve výměnících

a) Souproudý výměník

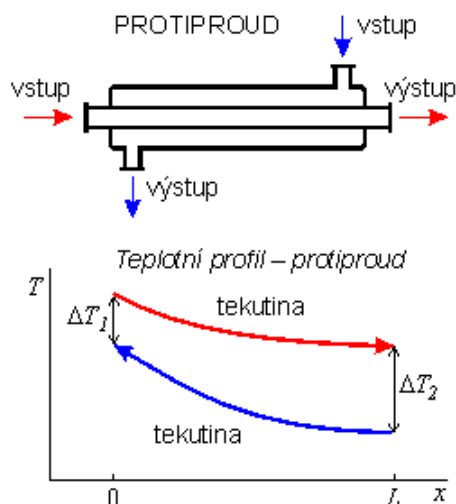
- Vyšší teplotní spád na vstupu – využití pro případy, kdy potřebujeme rychle změnit teplotu daného média, výměníky bývají kratší.
- Vyšší rozdíly v teplotní roztažnosti (větší mechanické zatížení).
- Menší využití teplotního spádu – výstupní teplota ohřívaného média nemůže vzrůst nad výstupní teplotu média ohřívajícího.



Obrázek 10 Souproudý výměník

b) Protiproudý výměník

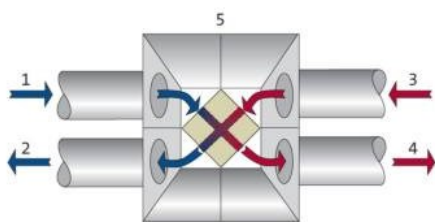
- Rovnoměrnější tepelné zatížení.
- Vyšší/nížší dosažitelná teplota – při dostatečně dlouhém výměníku lze teoreticky využít celý teplotní spád (chlazené médium lze ochladit až na vstupní teplotu chladicího média).
- Díky většímu využití teplotního spádu souproudé výměníky šetří chladicí/ohřívající médium.



Obrázek 11 Protiproudý výměník

c) Křížový výměník

- Účinnost tepelného výměníku s křížovým proudem je větší než při souproudu, ale menší než při protiproudu.
- Používá se obvykle tehdy, když je objemový tok jedné tekutiny značně větší, než objemový tok druhé tekutiny. To je běžné při zahřívání či chlazení plynu kapalinou (např. zahřívání vzduchu v sušárně nebo při vytápění místností tělesy ústředního topení). Tekutina, která má větší hodnotu objemového toku, proudí vně trubek, které jsou obvykle žebrované.



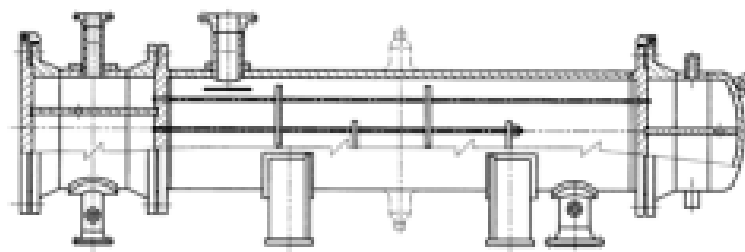
Obrázek 12 Křížový výměník

3.5. Rozdělení podle konstrukce [8]

Trubkové výměníky s pevnými trubkovnicemi:

Trubkové výměníky jsou určeny k výměně tepla mezi dvěma pracovními látkami (kapalnými i plynnými) v průmyslové energetice, petrochemii, chemickém a potravinářském průmyslu.

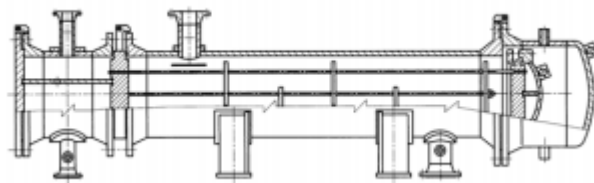
Díky pevným trubkovnicím je konstrukčně omezena volná dilatace jednotlivých částí a z rozdílů teplot mohou vznikat značná mechanická pnutí.



Obrázek 13 Trubkové výměníky s pevnými trubkovnicemi

Trubkové výměníky s plovoucí hlavou:

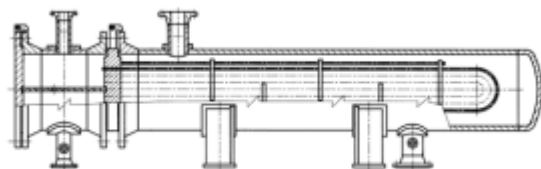
Volná trubkovnice kompenzuje napětí vznikající vlivem teplotních dilatací. Výměníky s volnou trubkovnicí jsou používány pro případy velkých teplotních spádů.



Obrázek 14 Trubkové výměníky s plovoucí hlavou

Trubkové výměníky s U trubicemi:

Napětí vznikající vlivem tepelných dilatací je kompenzováno vlastní geometrií trubek. Tento typ výměníku je rovněž používán pro případy s velkým teplotním spádem.

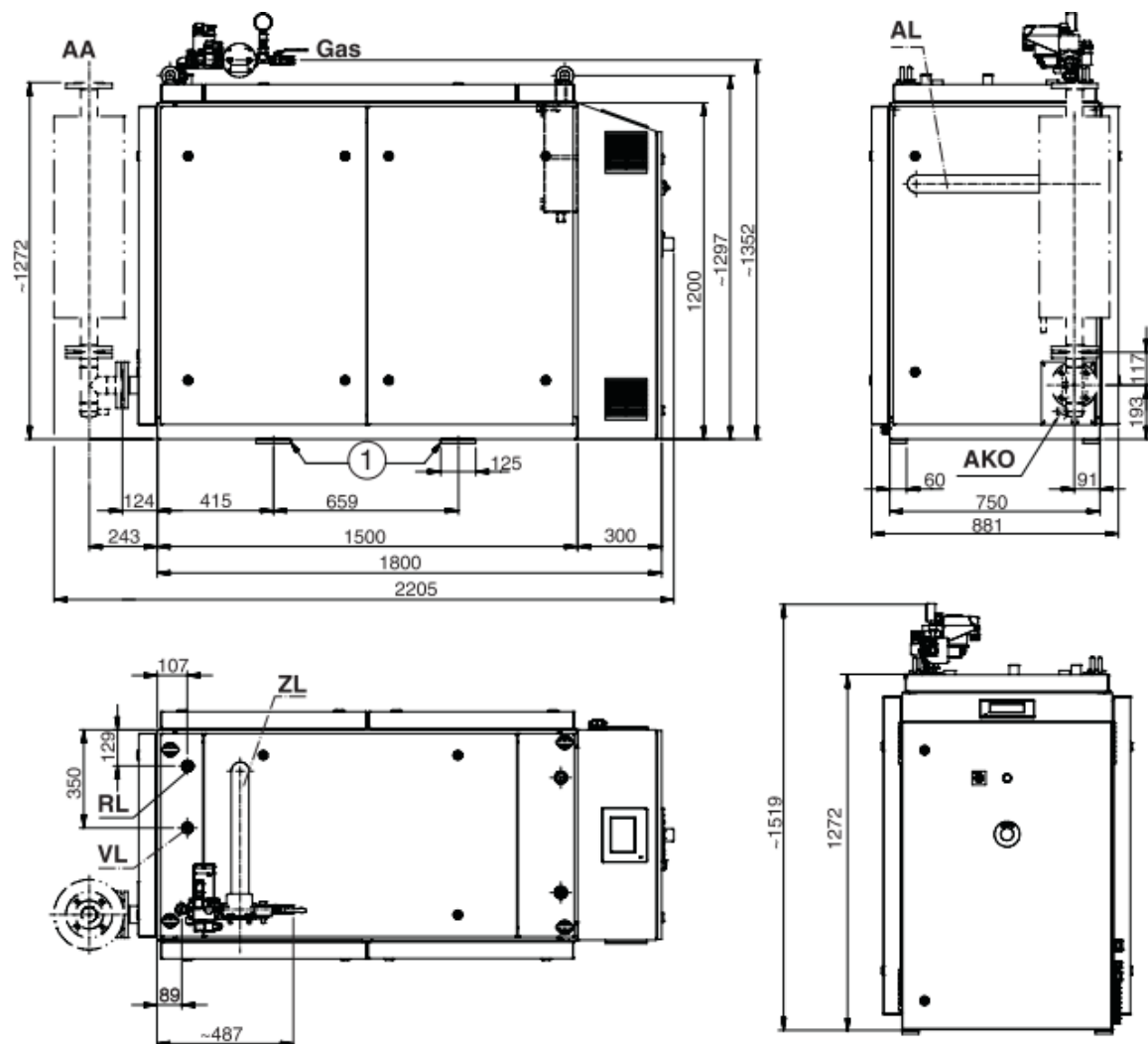


Obrázek 15 Trubkové výměníky s U trubicemi

Deskové výměníky:

Deskové výměníky tepla jsou konstruovány tak, že toky obou tekutin se střídavě rozdělí do poměrně tenkých vrstev mezi desky tak, že vrstva teplejší tekutiny je obklopena vrstvami chladnější tekutiny a naopak. Desky bývají opatřeny prolisy, aby v proudící tekutině docházelo k intenzivnějším turbulencím, a tím k intenzivnějšímu prostupu tepla. Vyšší turbulence také snižuje usazování nečistot na deskách.

4. Řešená kogenerační jednotka, kogenerační jednotka Loganova EN20 spalující zemní plyn [4]



Obrázek 16 Konstrukční řešení dané kogenerační jednotky

Základní technická data [4]

| | | |
|----------------------------|---------------------------------|-----------|
| Teplota vody pro vytápění | °C | 90 / 50 |
| Teplota spalin | °C | 500 / 110 |
| Teplota z chlazení motoru | °C | 93/86 |
| Teplota vody pro vytápění | °C | 90/75 |
| Popis motoru | | |
| Typ motoru | 4-taktní plynový zážehový motor | |
| Počet válců / uspořádání | 4 / v řadě | |
| Přebytek vzduchu | n | 1,4 |
| Množství spalovaného plynu | m ³ /h | 4 |
| Rozměry modulu | | |
| Délka | mm | 1900 |
| Šířka | mm | 910 |
| Výška | mm | 1259 |

Tabulka 2 Základní parametry kogenerační jednotky

5. Výpočet spalovacích rovnic

[13] [4] [5] [14]

Spalování zemního plynu:

5.1. Složení zemního plynu

Pro tuto kogenerační jednotku volím Tranzitní zemí plyn [6]

| | |
|---------------------------------------|-------|
| Zemní plyn (složení) | [%] |
| Metan CH ₄ | 98,39 |
| Etan C ₂ H ₆ | 0,44 |
| Propan C ₃ H ₈ | 0,16 |
| Butan C ₄ H ₁₀ | 0,07 |
| Pentan C ₅ H ₁₂ | 0,03 |
| Dusík N ₂ | 0,84 |
| Oxid uhličitý CO ₂ | 0,07 |

Tabulka 3 Složení zemního plynu

5.2. Stechiometrie [5] [14]

Spalovací rovnice

$$V_{O_2,t} = \Sigma \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot C_x H_y + 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + 3,8 C_m H_n - O_2$$

$$V_{O_2,t} = 2 \cdot CH_4 + 3,5 \cdot C_2H_6 + 5 \cdot C_3H_8 + 6,5 \cdot C_4H_{10} + 8 \cdot C_5H_{12}$$

$$V_{O_2,t} = 2 \cdot 0,9839 + 3,5 \cdot 0,0044 + 5 \cdot 0,0016 + 6,5 \cdot 0,0007 + 8 \cdot 0,0003$$

$$V_{O_2,t} = 1,9982 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Teoretické množství vzduchu

$$V_{vz,t}^s = \left(\frac{1}{0,21} \right) \cdot V_{O_2,t}$$

$$V_{vz,t}^s = \left(\frac{1}{0,21} \right) \cdot 1,9982$$

$$V_{vz,t}^s = 9,515 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Skutečné množství suchého vzduchu

Přebytek vzduchu $\alpha=1,4$ [4]

$$V_{vz,s}^s = V_{vz,t}^s \cdot \alpha$$

$$V_{vz,s}^s = 9,515 \cdot 1,4$$

$$V_{vz,s}^s = 13,321 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Výpočet součinitele zvětšení objemu spalin vzdušnou vlhkostí v přivedeném spalovacím vzduchu [16] [13]

$$v = 1 + \frac{\varphi \cdot p''}{p_b - \varphi \cdot p''} = 1 + \frac{0,8 \cdot 2337}{101325 - 0,8 \cdot 2337} = 1,0188 \rightarrow \text{volím } 1,02$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu

$$V_{vz,s}^v = V_{vz,s}^s \cdot v$$

$$V_{vz,s}^v = 13,321 \cdot 1,02$$

$$V_{vz,s}^v = 13,59 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Množství CO₂ ve spalínách

$$V_{CO_2} = CO + x \cdot C_x H_y + 2,6 \cdot C_m H_n + CO_2$$

$$V_{CO_2} = 1 \cdot CH_4 + 2 \cdot C_2 H_6 + 3 \cdot C_3 H_8 + 4 \cdot C_4 H_{10} + 5 \cdot C_5 H_{12} + CO_2$$

$$V_{CO_2} = 1 \cdot 0,9839 + 2 \cdot 0,0044 + 3 \cdot 0,0016 + 4 \cdot 0,0007 + 5 \cdot 0,0003 + 0,0007$$

$$V_{CO_2} = 1,0025 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Teoretické množství N₂ ve spalínách

$$V_{N_2,t} = N_2 + 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{N_2,t} = 0,0084 + 0,79 \cdot 9,515$$

$$V_{N_2,t} = 7,525 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Teoretické množství suchých spalín

$$V_{sp,t}^s = V_{CO_2} + V_{N_2,t}$$

$$V_{sp,t}^s = 1,0025 + 7,525$$

$$V_{sp,t}^s = 8,527 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Skutečné množství suchých spalín

$$V_{sp,s}^s = V_{sp,t}^s + (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{sp,s}^s = 8,527 + (1,4 - 1) \cdot 9,515$$

$$V_{sp,s}^s = 12,333 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Teoretické množství H₂O ve spalinách

$$V_{H_2O,t} = H_2 + \frac{\gamma}{2} \cdot C_x H_y + 2,4 \cdot C_m H_n + (\nu - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{H_2O,t} = 2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + 5 \cdot C_4H_{10} + 6 \cdot C_5H_{12} + (1,02 - 1) \cdot 9,515$$

$$V_{H_2O,t} = 2 \cdot 0,9839 + 3 \cdot 0,0044 + 4 \cdot 0,0016 + 5 \cdot 0,0007 + 6 \cdot 0,0003 + (1,02 - 1) \cdot 9,515$$

$$V_{H_2O,t} = 2,183 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Teoretické množství vlhkých spalin

$$V_{sp,t}^v = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2,t}$$

$$V_{sp,t}^v = 1,0025 + 2,183 + 7,525$$

$$V_{sp,t}^v = 10,71 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Skutečné množství O₂ ve spalinách

$$V_{O_2,s} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{O_2,s} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot 9,515$$

$$V_{O_2,s} = 0,799 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Skutečné množství H₂O ve spalinách

$$V_{H_2O,s} = V_{H_2O,t} + (n - 1) \cdot (\nu - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{H_2O,s} = 2,183 + (1,4 - 1) \cdot (1,03 - 1) \cdot 9,515$$

$$V_{H_2O,s} = 2,297 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Skutečné množství N_2 ve spalínách

$$V_{N_2,s} = V_{N_2,t} + (n - 1) \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{N_2,s} = 7,525 + (1,4 - 1) \cdot 0,79 \cdot 9,515$$

$$V_{N_2,s} = 10,532 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Skutečné množství vlhkých spalín

$$V_{sp,s}^v = V_{H_2O,s} + V_{CO_2} + V_{N_2,s} + V_{O_2,s}$$

$$V_{sp,s}^v = 2,297 + 1,0025 + 10,532 + 0,799$$

$$V_{sp,s}^v = 14,630 \frac{m_N^{+3}}{m_N^3}$$

5.3. Koncentrace složek ve spalínách

Koncentrace CO_2

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{1,0025}{14,630} \cdot 100$$

$$\omega_{CO_2} = 6,852\%$$

Koncentrace H_2O

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{2,297}{14,630} \cdot 100$$

$$\omega_{H_2O} = 15,7\%$$

Koncentrace O₂

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$

$$\omega_{O_2} = \frac{0,799}{14,630} \cdot 100$$

$$\omega_{O_2} = 5,461\%$$

Koncentrace N₂

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$

$$\omega_{N_2} = \frac{10,532}{14,630} \cdot 100$$

$$\omega_{N_2} = 71,99\%$$

Složení spalín

$$\Sigma \omega_{spalin} = \omega_{CO_2} + \omega_{H_2O} + \omega_{O_2} + \omega_{O_2} = 6,852 + 5,461 + 15,7 + 71,99 = 100\%$$

5.4. Střední měrná tepelná kapacita spalín

Spočítáno v MS excel

[16]

| I | Složka | A (I) | B (I) | C (I) |
|----|------------------|----------------------------|-----------|-------------|
| 1 | CO ₂ | $2,5903118 \times 10^{-4}$ | 2,0121359 | -47,7836646 |
| 2 | SO ₂ | $1,7911607 \times 10^{-4}$ | 2,1566298 | -43,4660944 |
| 3 | N ₂ | $1,1365887 \times 10^{-4}$ | 1,2827182 | - 0,0390503 |
| 4 | Ar | $1,033607 \times 10^{-7}$ | 0,9281643 | + 0,3719149 |
| 5 | H ₂ O | $2,5070785 \times 10^{-4}$ | 1,4643053 | + 6,6195562 |
| 6 | Vzduch suchý | $1,2065266 \times 10^{-4}$ | 1,2907768 | - 1,6503075 |
| 7 | Popel | $3,1337938 \times 10^{-4}$ | 0,6756903 | + 2,7077545 |
| 8 | O ₂ | $1,0687881 \times 10^{-4}$ | 1,3830632 | -13,6303648 |
| 9 | CO | $1,1490349 \times 10^{-4}$ | 1,2992527 | - 3,3037630 |
| 10 | CH ₄ | $2,5903118 \times 10^{-4}$ | 2,0121359 | -47,7836646 |

Tabulka 4 Hodnoty koeficientů

Výpočet součinitele A_0 , B_0 , C_0

$$A_0 = (V_{CO_2}^s + V_{SO_2}^v) \cdot A_1 + (V_{SO_2}^s + V_{N_2,s} + V_{Ar}) \cdot A_3 + V_{H_2O,s} \cdot A_5 + A^r \cdot (1 - X_{sk}) \cdot A_7 \\ - V_{sp,s}^v \cdot (A_6 + (\nu - 1) \cdot A_5)$$

$$A_0 = -0,00436$$

$$B_0 = (V_{CO_2}^s + V_{CO_2}^v) \cdot B_1 + (V_{SO_2}^s + V_{N_2,s} + V_{Ar}) \cdot B_3 + V_{H_2O,s} \cdot B_5 + A^r \cdot (1 - X_{sk}) \cdot B_7 \\ - V_{sp,s}^v \cdot (B_6 + (\nu - 1) \cdot B_5)$$

$$B_0 = 8,627$$

$$C_0 = (V_{CO_2}^s + V_{CO_2}^v) \cdot C_1 + (V_{SO_2}^s + V_{N_2,s} + V_{Ar}) \cdot C_3 + V_{H_2O,s} \cdot C_5 + A^r \cdot (1 - X_{sk}) \cdot C_7 \\ - V_{sp,s}^v \cdot (C_6 + (\nu - 1) \cdot C_5)$$

$$C_0 = -72,242$$

Výpočet součinitele A_a , B_a , C_a

$$A_a = V_{sp,s}^v \cdot (A_6 + (\nu - 1) \cdot A_5)$$

$$A_a = 0,001924$$

$$B_a = V_{sp,s}^v \cdot (B_6 + (\nu - 1) \cdot B_5)$$

$$B_a = 19,313$$

$$C_a = V_{sp,s}^v \cdot (C_6 + (\nu - 1) \cdot C_5)$$

$$C_a = -22,207$$

Výpočet součinitele A , B , C

$$A = A_0 + n \cdot A_a$$

$$A = -0,00167$$

$$B = B_0 + n \cdot B_a$$

$$B = 35,665$$

$$C = C_0 + n \cdot C_a$$

$$C = -103,332$$

Výpočet střední měrné tepelné kapacity v bodě $t_1=500^\circ\text{C}$

Teplota spalin maximální t_1 :

$$c_{s1}(t) = \frac{\left(A \cdot t_1 + B + \frac{C}{t_1}\right)}{V_{sp,s}^v}$$

$$c_{s1}(t) = 2,3567 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet střední měrné tepelné kapacity v bodě $t_1=110^\circ\text{C}$

Teplota spalin maximální t_2 :

$$c_{s2}(t) = \frac{\left(A \cdot t_2 + B + \frac{C}{t_2}\right)}{V_{sp,s}^v}$$

$$c_{s2}(t) = 2,361 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední měrná tepelná kapacita

$$c_s = \frac{c_{s1}(t) \cdot t_1 - c_{s2}(t) \cdot t_2}{(t_1 - t_2)}$$

$$c_s = 2,3556 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

5.5. Hustota spalin

Vlastnosti složek spalin z termodynamických tabulek [5]. Spočítáno v MS Office

| Složka spalin | M_i [kg] | V_m [m ³] | ω [%] |
|------------------|------------|-------------------------|--------------|
| CO ₂ | 44 | 1,0025 | 6,852 |
| O ₂ | 32 | 0,799 | 5,461 |
| N ₂ | 28 | 10,532 | 71,99 |
| H ₂ O | 36 | 2,297 | 15,7 |

Tabulka 5 Vlastností spalin

$$\rho_{sp} = \sum \omega_i \cdot \frac{M_i}{V_m}$$

$$\rho_{sp} = 0,957 \frac{kg}{m^3}$$

5.6. Dynamická viskozita spalin

Vlastnosti složek spalin z termodynamických tabulek

Pro střední logaritmickou teplotu spalin $\Delta t_{ln} = 138,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

| Složka spalin | M_i [kg] | μ [Pa.s.10 ⁻⁶] | ω [%] |
|------------------|------------|--------------------------------|--------------|
| CO ₂ | 44 | 22,28 | 6,852 |
| O ₂ | 32 | 28,5 | 5,461 |
| N ₂ | 28 | 24,3 | 71,99 |
| H ₂ O | 36 | 15,4 | 15,7 |

Tabulka 6 Vlastnosti spalin

$$\mu_{sp} = \frac{\sum \omega_i \cdot \mu_i \cdot M_i^{0,5}}{\sum \omega_i \cdot M_i^{0,5}}$$

$$\mu_{sp} = 2,2848 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

5.7. Tepelná vodivost spalin

Vlastnosti složek spalin z termodynamických tabulek

Pro střední logaritmickou teplotu spalin $\Delta t_{ln} = 138,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

| Složka spalin | M_i [kg] | λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹] | ω [%] |
|------------------|------------|---|--------------|
| CO ₂ | 44 | 0,0275 | 6,852 |
| O ₂ | 32 | 0,03489 | 5,461 |
| N ₂ | 28 | 0,03437 | 71,99 |
| H ₂ O | 36 | 0,0317 | 15,7 |

Tabulka 7 Vlastnosti spalin

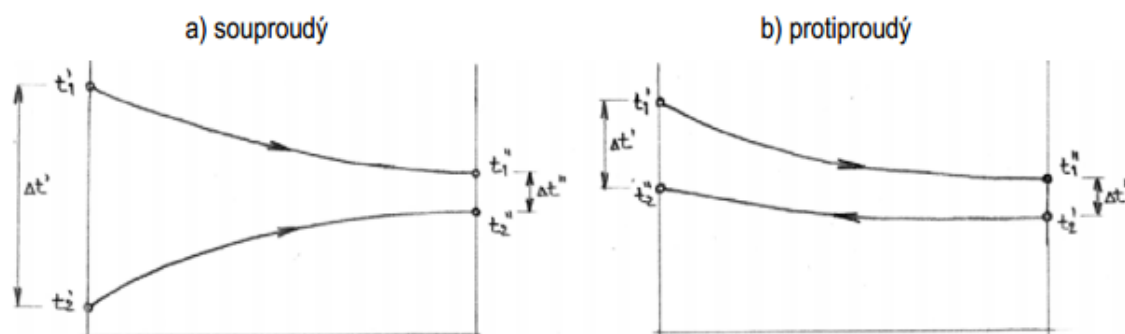
$$\lambda_{sp} = \frac{\sum \omega_i \cdot \lambda_i \cdot M_i^{\frac{1}{3}}}{\sum \omega_i \cdot M_i^{\frac{1}{3}}}$$

$$\lambda_{sp} = 0,25 \frac{W}{m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

6. Výpočet výměníku tepla spaliny-voda

6.1. Výpočet výměníku tepla při využívání tepla ze spalin

[4] [5] [7] [13] [15] [14]



Obrázek 17 Průběh teplot souproudého a protiproudého výměníku

Volím protiproudý typ výměníku tepla.

6.1. Výpočet skutečného množství spalin při 138,1 °C

$$V_{sp,sk}^v = \frac{V_{sp,s}^v}{273,15} \cdot (273,15 + \Delta t_{ln})$$

$$V_{sp,sk}^v = \frac{14,63}{273,15} \cdot (273,15 + 124,56)$$

$$V_{sp,sk}^v = 21,3 \text{ m}^3$$

6.2. Výpočet množství spalin při skutečné spotřebě plynu

$$V_{sp,sk}^v = V_{sp,sk}^v \cdot i$$

$$V_{sp,sk}^v = 21,3 \cdot 5,4$$

$$V_{sp,sk}^v = 115,02 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

i... spotřeba plynu kogenerační jednotky za 1 hodinu

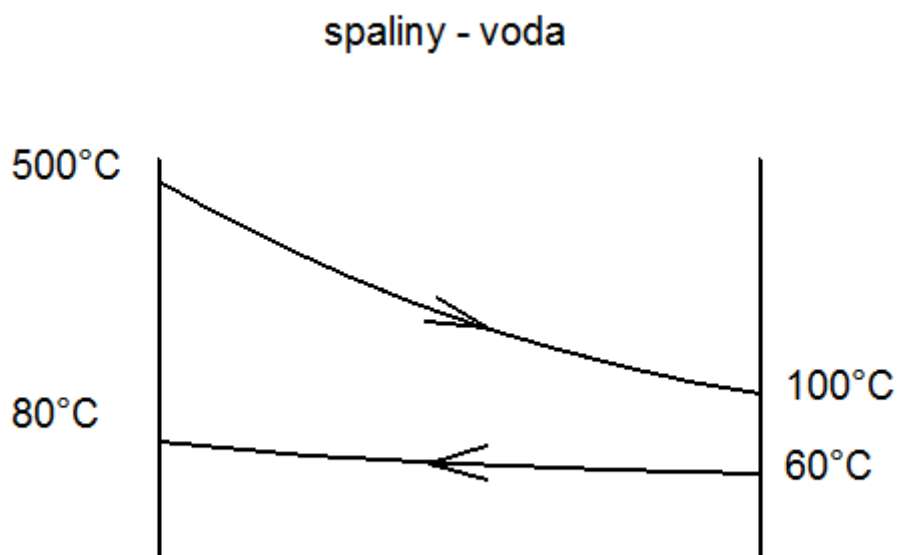
6.3. Výpočet výkonu výměníku

$$Q = m_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot (t_2'' - t_2') = V_{sp,sk}^v \cdot c_s \cdot (t_1' - t_1'')$$

$$Q = 115,02 \cdot 2,356 \cdot (500 - 110)$$

$$Q = 105,7 \text{ kW}$$

6.4. Výpočet středního logaritmického teplotního spádu



Obrázek 18 Teplotní spád u výměníku spaliny - voda

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1' - t_1'') - (t_2'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_2'' - t_2')}}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(500 - 110) - (80 - 60)}{\ln \frac{(500 - 110)}{(80 - 60)}}$$

$$\Delta t_{ln} = 124,56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6.5. Výpočet proudění na straně vody

| | |
|--|---|
| Teplota na vstupu do výměníku ... 60 °C | Teplota na výstupu z výměníku ... 80 °C |
| Hustota vody ... $977,8 \frac{kg}{m^3}$ | Prandtlovo číslo ... $Pr=2,55$ |
| Kinetická viskozita ... $\nu = 0,415 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ | Vnitřní průměr trubky ... $d_1=0,028 \text{ m}$ |
| Dynamická viskozita ... $\mu=4,062 \text{ Pa}\cdot\text{s}\cdot 10^{-6}$ | Tepelná vodivost spalin ... $\lambda= 0,668 \frac{W}{m^{-1}\cdot K^{-1}}$ |

Tabulka 8 Hodnot pro výpočet výměníku spaliny - voda

6.6. Střední teplota vody

$$\Delta t_{stř,H_2O} = \frac{t_2'' + t_2'}{2}$$

$$\Delta t_{stř,H_2O} = \frac{80 + 60}{2}$$

$$\Delta t_{stř,H_2O} = 70 \text{ °C}$$

Hmotnostní průtok vody ve výměníku

Měrná tepelná kapacita pro H₂O pro $\Delta t_{stř,H_2O} = 70 \text{ °C}$

$$c_{p,H_2O} = 4,187 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q}{c_{p,H_2O} \cdot (t_2'' + t_2')}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{105,7}{4,187 \cdot (80 - 60)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 1,26 \frac{kg}{s}$$

Hustota H₂O pro $\Delta t_{stř,H_2O} = 70 \text{ °C}$

$$\rho_{H_2O} = 977,8 \frac{kg}{m^3}$$

Výpočet objemového toku vody

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{1,26}{977,8}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,00129 \frac{m^3}{s}$$

Výpočet plochy potrubí

$$S_{H_2O,n} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n}{4}$$

$$S_{H_2O,n} = \frac{\pi \cdot 0,028^2 \cdot 68}{4}$$

$$S_{H_2O,n} = 0,042 \text{ m}^2$$

n ... počet trubek=68

d₁ ... vnitřní průměr trubky =28mm

Výpočet rychlosti proudění vody

$$w_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{S_{H_2O,n}}$$

$$w_{H_2O} = \frac{0,00129}{0,042}$$

$$w_{H_2O} = 0,03 \frac{m}{s}$$

6.7. Výpočet součinitele přestupu tepla

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho_v}{\mu_v}$$

$$Re = \frac{0,03 \cdot 0,028 \cdot 977,8}{4,062 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 202203,8$$

Nuseltovo kritérium

Základy přenosu tepla a hmoty 1

Pro šachovnicové uspořádání trubek

$$d_1 = 0,028 \text{ m}$$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 741414,1^{0,8} \cdot 2,55^{0,43}$$

$$Nu = 551,65$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1}$$

$$\alpha_v = \frac{551,65 \cdot 0,668}{0,028}$$

$$\alpha_v = 13160,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Specifická tepelná vodivost H₂O z termodynamických

6.8. Výpočet proudění na straně spalin

| | |
|---|---|
| Teplota na vstupu do výměníku ... 500 °C | Teplota na výstupu z výměníku ... 110 °C |
| Hustota spalin ... $0,957 \frac{kg}{m^3}$ | Prandtlovo číslo ... Pr=0,68 |
| Kinetická viskozita ... $\nu = 27,17 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ | Vnější průměr trubky ... $d_2=0,032 \text{ m}$ |
| Počet trubek výměníku ... n=68 | Rychlost proudění spalin ... $w=10 \frac{m}{s}$ |
| Dynamická viskozita ... $\mu=2,2848 \text{ Pa.s.}10^{-6}$ | Tepelná vodivost spalin ... $\lambda= 0,25 \frac{W}{m^{-1} \cdot K^{-1}}$ |

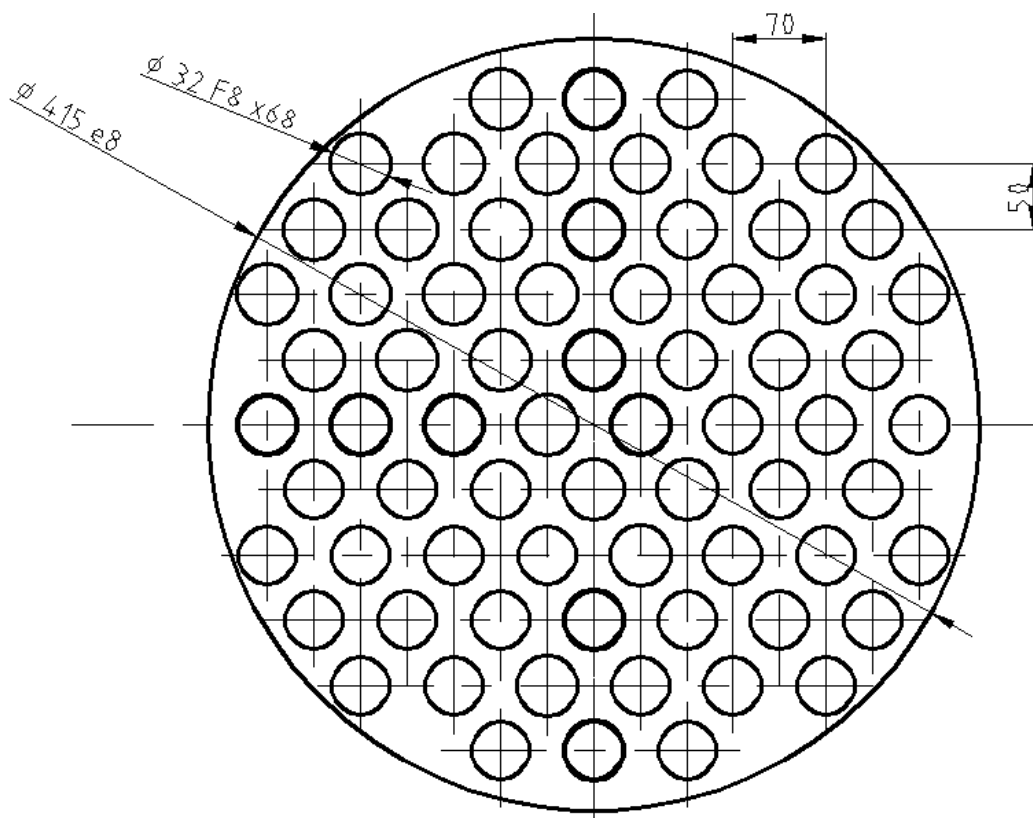
Tabulka 9 Hodnot pro výpočet výměníku spaliny - voda

6.9. Výpočet součinitele přestupu tepla

Nuseltovo kritérium:

Základy přenosu tepla a hmoty 1

Pro šachovnicové uspořádání trubek



Obrázek 19 Trubkovnice výměníku spaliny - voda

platí pro $\frac{s_1 - d}{s - d} < 0,7$

$$s_1 = 0,05\text{ m}$$

$$s_2 = 0,07\text{ m}$$

$$d = 0,032\text{ m}$$

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re = \frac{w \cdot d_2 \cdot \rho_{sp}}{\mu_{sp}}$$

$$Re = \frac{10 \cdot 0,032 \cdot 0,957}{2,2848 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 13403,4$$

Nuseltovo kritérium

Pro šachovnicové uspořádání trubek

$$d_2 = 0,032 \text{ m}$$

$$Nu = 0,305 \cdot C_z \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35}$$

$$Nu = 0,305 \cdot 13403,4^{0,6} \cdot 0,68^{0,35}$$

$$Nu = 79,8$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{sp} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_2}$$

$$\alpha_{sp} = \frac{79,8 \cdot 0,25}{0,032}$$

$$\alpha_{sp} = 623,4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

6.10. Výpočet součinitele prostupu tepla k

Tepelná vodivost nerez oceli při $\Delta t_{ln} = 182,1 \text{ } ^\circ\text{C}$... $\lambda = 25,568 \frac{W}{m \cdot K}$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{sp} \cdot d_2}}$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{13160,8 \cdot 0,028} + \frac{1}{2 \cdot 25,568} \cdot \ln \frac{0,032}{0,028} + \frac{1}{623,4 \cdot 0,032}}$$

$$k = 56,65 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

6.11. Plocha výměníku tepla

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}}$$

$$S = \frac{105700}{56,65 \cdot 124,56}$$

$$S = 14,98 \text{ m}^2$$

Výpočet délky jedné trubky

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_1 \cdot n}$$

$$l = \frac{14,98}{\pi \cdot 0,032 \cdot 68}$$

$$l = 2,19 \text{ m}$$

6.12. Výpočet rozměrů výměníku tepla

Výpočet minimálního průřezu výměníku

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot S^2}{4} \cdot n$$

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 68$$

$$S_{min} = 0,1335 \text{ m}^2$$

s... rozestup os děr pro trubky v trubkovnici

n... počet trubek v trubkovnici

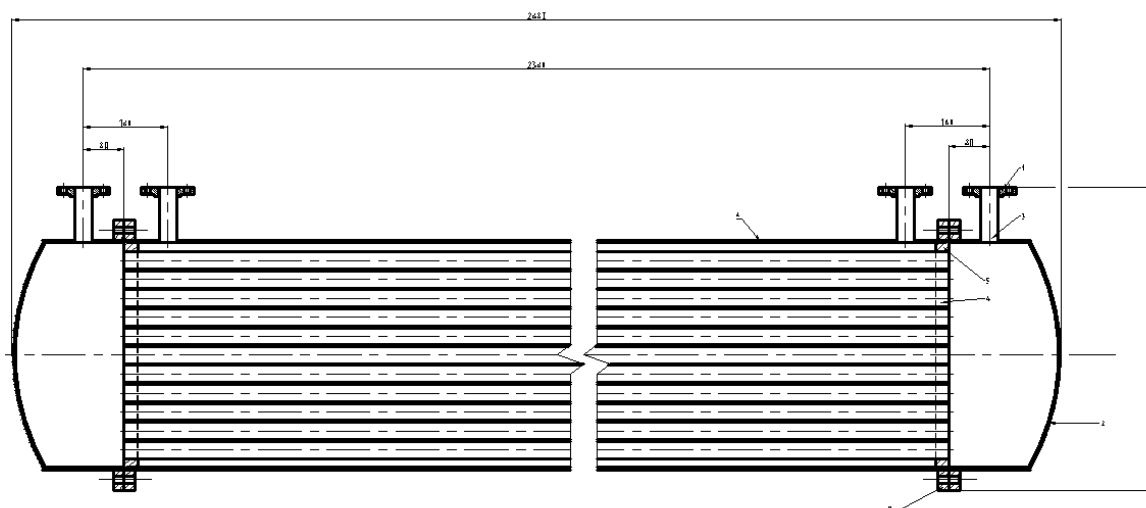
Výpočet minimálního průměru výměníku

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{min}}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1335}{\pi}}$$

$$D = 0,413 \text{ m}$$

Dle konstrukčního řešení volím øD=0,415 m



Obrázek 20 výměník spaliny - voda

7. Výpočet výměníku tepla při využívání tepla z chlazení motoru

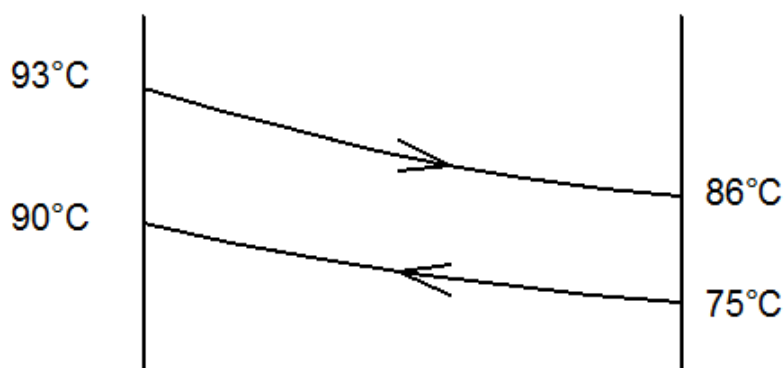
Volím protiproudý typ výměníku tepla.

Výkon výměníku $Q = 21,5 \text{ kW}$

7.1. Výpočet středního logaritmického teplotního spádu

[4] [5] [7] [13] [15] [14]

voda - voda



Obrázek 21 Teplotní spád výměníku voda - voda

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1' - t_1'') - (t_2'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_2'' - t_2')}}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(93 - 86) - (90 - 75)}{\ln \frac{(93 - 86)}{(90 - 75)}}$$

$$\Delta t_{ln} = 10,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7.2. Výpočet proudění na straně vody z chlazení motoru

| | |
|---|---|
| Teplota na vstupu do výměníku ... 93 °C | Teplota na výstupu z výměníku ... 86 °C |
| Hustota vody ... 965 $\frac{kg}{m^3}$ | Prandtlovo číslo ... Pr=1,985 |
| Kinetická viskozita ... $\nu = 0,327 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ | Vnitřní průměr trubky ... d ₂ =0,032 m |
| Dynamická viskozita ... $\mu=3,146 \text{ Pa.s} \cdot 10^{-6}$ | Tepelná vodivost vody ... $\lambda=0,676 \frac{W}{m^{-1} \cdot K^{-1}}$ |

Tabulka 10 Hodnot pro výpočet výměníku voda – voda

7.3. Střední teplota vody

$$\Delta t_{stř,H2O} = \frac{t_2'' + t_2'}{2}$$

$$\Delta t_{stř,H2O} = \frac{93 + 86}{2}$$

$$\Delta t_{stř,H2O} = 89,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hmotnostní průtok vody ve výměníku

Měrná tepelná kapacita pro H₂O pro $\Delta t_{stř,H_2O} = 89,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$c_{p,H_2O} = 4,175 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q}{c_{p,H_2O} \cdot (t_2'' + t_2')}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{21,5}{4,175 \cdot (93 - 86)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,74 \frac{kg}{s}$$

Výpočet objemového toku vody

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{0,74}{965}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,00077 \frac{m^3}{s}$$

Výpočet plochy potrubí

$$S_{H_2O,n} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n}{4}$$

$$S_{H_2O,n} = \frac{\pi \cdot 0,032^2 \cdot 19}{4}$$

$$S_{H_2O,n} = 0,0153 \text{ m}^2$$

n ... počet trubek=19

d₁ ... vnější průměr trubky =32mm

Výpočet rychlosti proudění vody

$$w_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{S_{H_2O,n}}$$
$$w_{H_2O} = \frac{0,00077}{0,0153}$$
$$w_{H_2O} = 0,11 \frac{m}{s}$$

7.4. Výpočet součinitele přestupu tepla

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho_v}{\mu_v}$$
$$Re = \frac{0,11 \cdot 0,032 \cdot 965}{3,164 \cdot 10^{-6}}$$
$$Re = 10735777,5$$

Nuseltovo kritérium

Pro šachovnicové uspořádání trubek

$$d_1 = 0,032 \text{ m}$$

$$Nu = 0,305 \cdot C_z \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35}$$
$$Nu = 0,305 \cdot 13403,4^{0,6} \cdot 1,985^{0,35}$$
$$Nu = 1610,7$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{te} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_2}$$
$$\alpha_{te} = \frac{1610,7 \cdot 0,676}{0,032}$$
$$\alpha_{te} = 34026 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

7.5. Výpočet proudění na straně ohříváné vody

| | |
|--|--|
| Teplota na vstupu do výměníku ... 90 °C | Teplota na výstupu z výměníku ... 75 °C |
| Hustota vody ... $972 \frac{kg}{m^3}$ | Prandtlovo číslo ... $Pr=2,22$ |
| Kinetická viskozita ... $\nu = 38,2 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ | Vnější průměr trubky ... $d_2=0,028 \text{ m}$ |
| Počet trubek výměníku ... $n=19$ | Dynamická viskozita ... $\mu=3,556 \text{ Pa.s.}10^{-6}$ |
| Tepelná vodivost spalin ... $\lambda= 0,669 \frac{W}{m^{-1} \cdot K^{-1}}$ | |

Tabulka 11 Hodnot pro výpočet výměníku voda – voda

7.6. Střední teplota vody

$$\Delta t_{stř,H2O} = \frac{t_1'' + t_1'}{2}$$

$$\Delta t_{stř,H2O} = \frac{90 + 75}{2}$$

$$\Delta t_{stř,H2O} = 82,5 \text{ °C}$$

Hmotnostní průtok vody ve výměníku

Měrná tepelná kapacita pro H₂O pro $\Delta t_{stř,H2O} = 82,5 \text{ °C}$

$$c_{p,H2O} = 4,166 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{m}_{H2O} = \frac{Q}{c_{p,H2O} \cdot (t_2'' + t_2')}$$

$$\dot{m}_{H2O} = \frac{21,5}{4,166 \cdot (90 - 75)}$$

$$\dot{m}_{H2O} = 0,344 \frac{kg}{s}$$

Výpočet objemového toku vody

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{0,344}{972}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,000354 \frac{m^3}{s}$$

Výpočet plochy potrubí

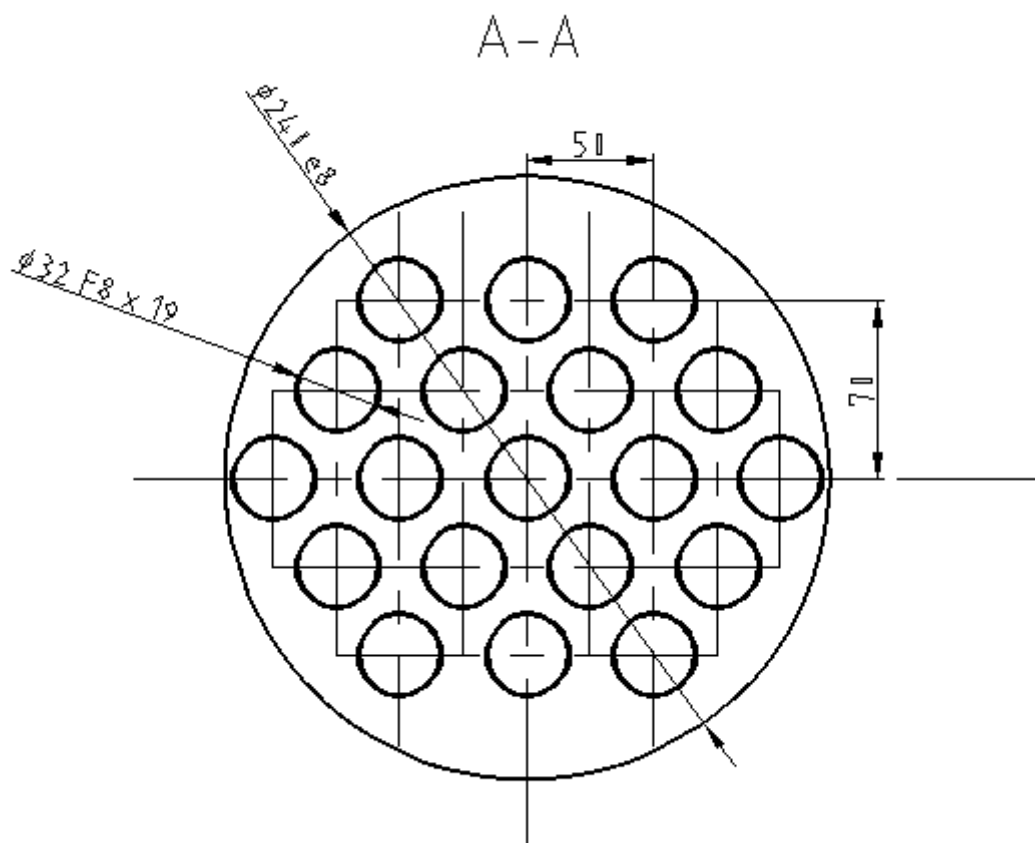
$$S_{H_2O,n} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n}{4}$$

$$S_{H_2O,n} = \frac{\pi \cdot 0,028^2 \cdot 19}{4}$$

$$S_{H_2O,n} = 0,0117 m^2$$

n ... počet trubek=19

d₁ ... vnější průměr trubky =32mm



Obrázek 22 Trubkovnice výměníku voda - voda

Výpočet rychlosti proudění vody

$$w_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{S_{H_2O,n}}$$

$$w_{H_2O} = \frac{0,000354}{0,0117}$$

$$w_{H_2O} = 0,3 \frac{m}{s}$$

7.7. Výpočet součinitele přestupu tepla

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho_v}{\mu_v}$$

$$Re = \frac{0,3 \cdot 0,028 \cdot 972}{3,556 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 229606,3$$

Nuseltovo kritérium

Základy přenosu tepla a hmoty 1

Pro šachovnicové uspořádání trubek

$$d_1 = 0,028 \text{ m}$$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 229606,3^{0,8} \cdot 2,22^{0,43}$$

$$Nu = 575,36$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{st} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1}$$

$$\alpha_{st} = \frac{575,36 \cdot 0,669}{0,028}$$

$$\alpha_{st} = 13747 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

7.8. Výpočet součinitele prostupu tepla k

Tepelná vodivost nerez oceli při $\Delta t_{ln} = 10,5\text{ }^{\circ}\text{C} \dots \lambda = 25,568 \frac{\text{W}}{\text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}}$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{st} \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{te} \cdot d_2}}$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{13747 \cdot 0,028} + \frac{1}{2 \cdot 25,568} \cdot \ln \frac{0,032}{0,028} + \frac{1}{134057,15 \cdot 0,032}}$$

$$k = 577,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

7.9. Plocha výměníku tepla

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}}$$

$$S = \frac{21500}{577,25 \cdot 10,5}$$

$$S = 3,55 \cong 4 \text{ m}^2$$

7.10. Výpočet rozměrů výměníku tepla

Délka jedné trubky

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_1 \cdot n}$$

$$l = \frac{4}{\pi \cdot 0,032 \cdot 19}$$

$$l = 2,09 \text{ m}$$

Volím délku jedné trubky $l = 2,1 \text{ m}$

Výpočet minimálního průřezu výměníku

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot s^2}{4} \cdot n$$

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 19$$

$$S_{min} = 0,0373 \text{ m}^2$$

s... rozestup os děr pro trubky v trubkovnici

n... počet trubek v trubkovnici

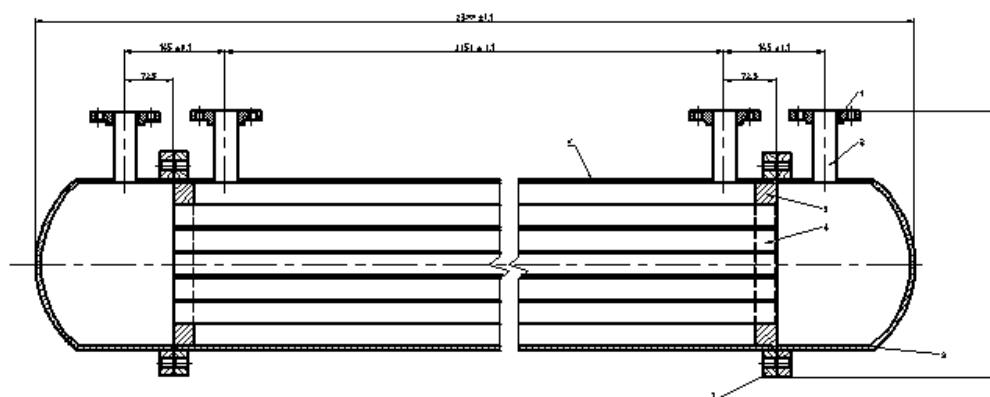
Výpočet minimálního průměru výměníku

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{min}}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0373}{\pi}}$$

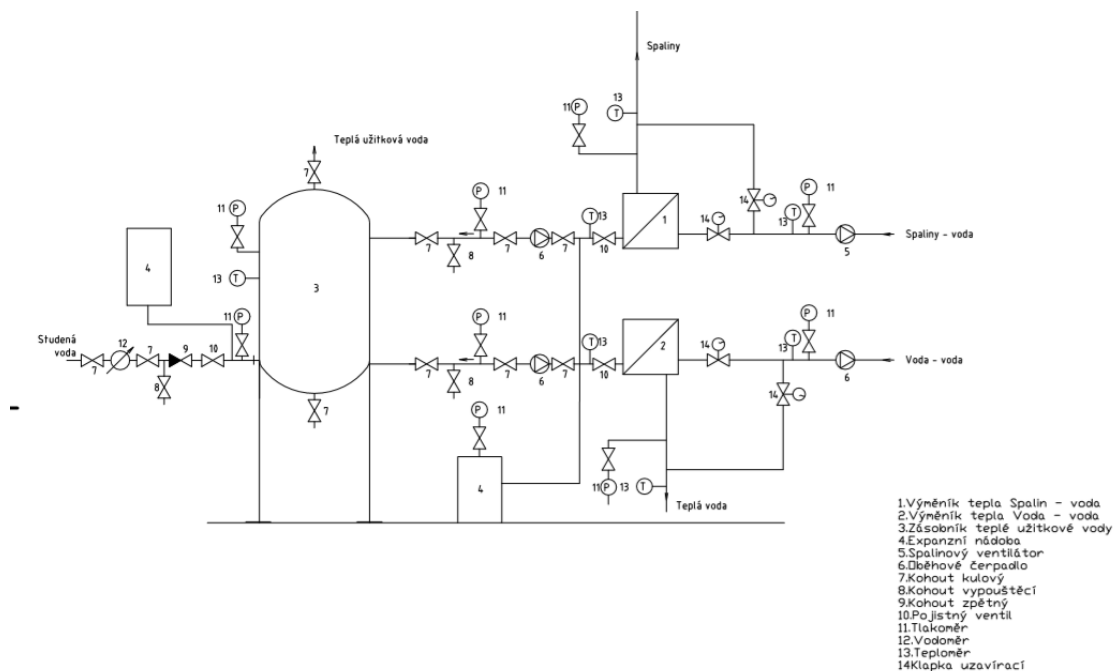
$$D = 0,22 \text{ m}$$

Dle konstrukčního řešení volím $\varnothing D=0,24 \text{ m}$



Obrázek 23 Výměník tepla voda - voda

8. Výpočet tlakových ztrát výměníku tepla [15]



Obrázek 24 Schéma zapojení

Výpočet hydraulického odporu protiproudého výměníku má význam zejména při průtoku vody na obou stranách teplosměnné plochy. Z podílu tlakové ztráty na primární straně výměníku tepla a jeho přípojek se musí stanovit optimální tlakový rozdíl pro celou předávací stanici, a to se zřetelem k správné a spolehlivé funkci regulačního ventilu.

Na tlakovou ztrátu výměníku tepla na sekundární straně i na tlakovou ztrátu otopné soustavy je nutno dimenzovat oběhová sekundární čerpadla.

Tlakovou ztrátu na vnější i vnitřní straně teplosměnné plochy výměníku lze stanovit jako součet odporů:

$$\Delta p_c = \Sigma \Delta p_\xi + \Delta p_\lambda$$

Δp_c ... celková tlaková ztráta [Pa]

$\Sigma \Delta p_\xi$... součet dílčích místních tlakových ztrát [Pa]

$\Sigma \Delta p_\lambda$... součet tlakových ztrát třením [Pa]

8.1. Výpočet pro tlakovou ztrátu v trubce ve výměníku spaliny-voda:

$$\Delta p_c = \left(\xi_c + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot n + \left(\xi_c + \lambda \cdot \frac{l_{vedení}}{d} \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Delta p_c = \left(4 + 0,015 \cdot \frac{2,19}{0,028} \right) \cdot \frac{0,03^2}{2} \cdot 977,8 \cdot 68 + \left(4 + 0,0145 \cdot \frac{10}{0,028} \right) \cdot \frac{0,03^2}{2} \cdot 977,8$$

$$\Delta p_c = 161 \text{ Pa}$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda_{spal} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

$$\lambda_{spal} = \frac{0,3164}{202203,8^{0,25}}$$

$$\lambda_{spal} = 0,015$$

ξ_c ... součinitel hydraulického odporu $\xi_c=4$ [1]

l ... délka trubky ve výměníku [m]

$l_{vedení}$... délka vedení teplé vody do zásobníku teplé užitkové vody [m]

n ... počet trubek výměníku

d ... vnitřní průměr trubky výměníku [m]

ρ ... hustota tekutiny při dané teplotě $\left[\frac{m^3}{kg} \right]$

w ... rychlost tekutiny $\left[\frac{m}{s} \right]$

8.2. Výpočet tlakové ztráty vně trubky ve výměníku spaliny -voda:

$$\Delta p_c = \Sigma \Delta p_I + \Delta p_{II}$$

Δp_c ... celková tlaková ztráta [Pa]

$\Sigma \Delta p_I$... tlaková ztráta třením i místní odpory [Pa]

$\Sigma \Delta p_{II}$... tlaková ztráta náběhové části při proudění šikmo k trubkovému svazku [Pa]

$$\Delta p_I = \xi_c \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot n$$

$$\Delta p_I = 4 \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 0,957 \cdot 68$$

$$\Delta p_I = 13015,2 \text{ Pa}$$

ξ_c ... součinitel hydraulického odporu $\xi_c = 4,5 \div 2,75 \rightarrow$ volím 4 [1]

n ... počet trubek výměníku

ρ ... hustota tekutiny při dané teplotě $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$

w ... rychlost tekutiny $\left[\frac{m}{s}\right]$

8.3. Šachovnicové uspořádání trubek ve svazku:

$$\Sigma \Delta p_{90^\circ} = C_1 \cdot C_2 \cdot (z + 1) \cdot Re^{-0,27} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Sigma \Delta p_{90^\circ} = 2,2 \cdot 0,9 \cdot (68 + 1) \cdot 13403,4^{-0,27} \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 0,957$$

$$\Sigma \Delta p_{90^\circ} = 502,4 \text{ Pa}$$

C_1 ... součinitel závisící na rozteči trubek ve směru šířky svazku S_1

C_2 ... součinitel závisící na vzdálenosti středu trubek ve svazku S

z ... počet řad trubek ve směru proudění

w ... rychlost tekutiny $\left[\frac{m}{s}\right]$

$$\Delta p_{II} = 2 \cdot \psi(\varphi) \cdot \Sigma \Delta p_{90^\circ}$$

$$\Delta p_{II} = 2 \cdot 1 \cdot 502,4$$

$$\Delta p_{II} = 1004,8 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_c = \Sigma \Delta p_I + \Delta p_{II}$$

$$\Delta p_c = 443,7 + 20$$

$$\Delta p_c = 14020 \text{ Pa}$$

8.4. Výpočet pro tlakovou ztrátu v trubce ve výměníku voda-voda:

$$\Delta p_c = \Delta p_{\text{výměník}} + \Delta p_{\text{vedení}}$$

$$\Delta p_c = \left(\xi_c + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot n + \left(\xi_c + \lambda \cdot \frac{l_{\text{vedení}}}{d} \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Delta p_c = \left(4 + 0,0145 \cdot \frac{2,1}{0,028} \right) \cdot \frac{0,03^2}{2} \cdot 972 \cdot 19 + \left(4 + 0,0145 \cdot \frac{10}{0,028} \right) \cdot \frac{0,03^2}{2} \cdot 972$$

$$\Delta p_c = 47 \text{ Pa}$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda_{\text{spal}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

$$\lambda_{\text{spal}} = \frac{0,3164}{229606,3^{0,25}}$$

$$\lambda_{\text{spal}} = 0,0145$$

ξ_c ... součinitel hydraulického odporu $\xi_c = 4,5 \div 2,75 \rightarrow$ volím 4

$l_{\text{vedení}}$... délka vedení teplé vody do zásobníku teplé užitkové vody [m]

l ... délka trubky ve výměníku [m]

n ... počet trubek výměníku

d ... vnitřní průměr trubky výměníku [m]

ρ ... hustota tekutiny při dané teplotě $\left[\frac{m^3}{kg} \right]$

w ... rychlost tekutiny $\left[\frac{m}{s} \right]$

8.5. Výpočet pro tlakovou ztrátu vně trubky ve výměníku voda-voda:

Tlakovou ztrátu na vnější i vnitřní straně teplosměnné plochy výměníku lze stanovit jako součet odporů:

$$\Delta p_c = \Sigma \Delta p_I + \Delta p_{II}$$

Δp_c ... celková tlaková ztráta [Pa]

$\Sigma \Delta p_I$... tlaková ztráta třením i místní odpory [Pa]

$\Sigma \Delta p_{II}$... tlaková ztráta náběhové části při proudění šikmo k trubkovému svazku [Pa]

$$\Delta p_I = \xi_c \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot n$$

$$\Delta p_I = 4 \cdot \frac{0,11^2}{2} \cdot 965 \cdot 19$$

$$\Delta p_I = 443,7 \text{ Pa}$$

ξ_c ... součinitel hydraulického odporu $\xi_c = 4,5 \div 2,75 \rightarrow$ volím 4

n ... počet trubek výměníku

ρ ... hustota tekutiny při dané teplotě $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$

w ... rychlost tekutiny $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

8.6. Šachovnicové uspořádání trubek ve svazku:

$$\Sigma \Delta p_{90^\circ} = C_1 \cdot C_2 \cdot (z + 1) \cdot Re^{-0,27} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Sigma \Delta p_{90^\circ} = 2,2 \cdot 0,9 \cdot (19 + 1) \cdot 10735777,5^{-0,27} \cdot \frac{0,11^2}{2} \cdot 965$$

$$\Sigma \Delta p_{90^\circ} = 2,92 \text{ Pa}$$

C_1 ... součinitel závisící na rozteči trubek ve směru šířky svazku S_1

C_2 ... součinitel závisící na vzdálenosti středu trubek ve svazku S

z ... počet řad trubek ve směru proudění

w ... rychlost tekutiny $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

$$\Delta p_{II} = 2 \cdot \psi(\varphi) \cdot \Sigma \Delta p_{90^\circ}$$

$$\Delta p_{II} = 2 \cdot 1 \cdot 10$$

$$\Delta p_{II} = 5,85 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_c = \Sigma \Delta p_I + \Delta p_{II}$$

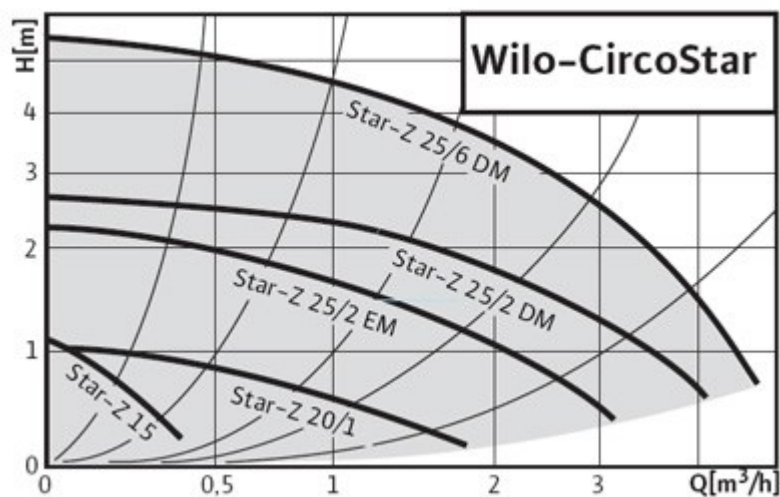
$$\Delta p_c = 443,7 + 5,85$$

$$\Delta p_c = 449,55 \text{ Pa}$$

8.7. Volba oběhového čerpadla a spalínového ventilátoru pro výměníky tepla:

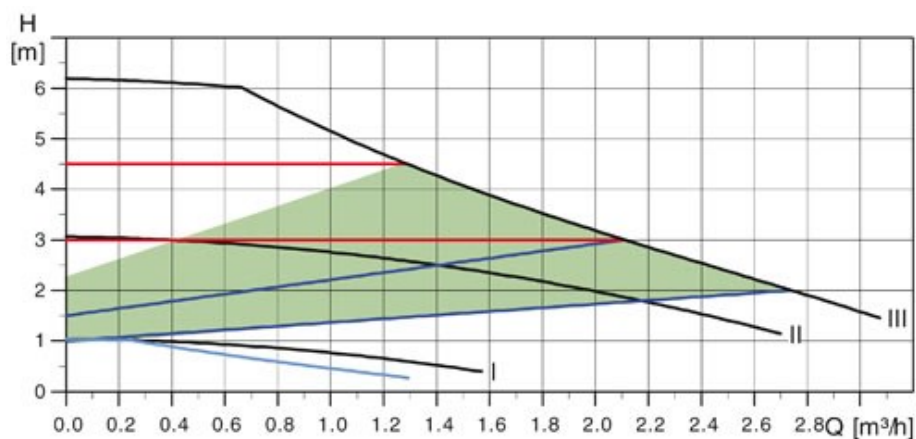
Čerpadla pro okruh teplé užitkové vody v zapojení s výměníkem tepla voda – voda:

Pro čerpadlo s tlakovou ztrátou 47 Pa a objemový průtok vody 1,2744 m³/h volím čerpadlo WILO Z 20/1 230V PN10 [9]



Obrázek 25 Diagram čerpadla WILO Z 20/1 230V PN10

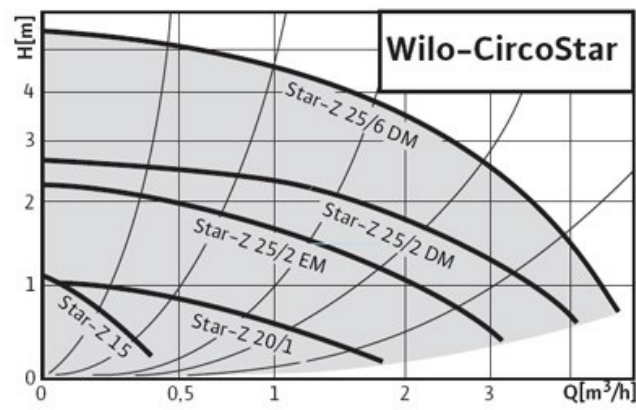
Pro čerpadlo s tlakovou ztrátou 495,55 Pa a objemový průtok vody 2,772 m³/h volím čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-60 230V PN10 [9]



Obrázek 26 diagram čerpadla Grundfos ALPHA2 25-60 230V PN10

Čerpadlo pro okruh teplé užitkové vody v zapojení s výměníkem tepla spaliny – voda:

Pro čerpadlo s tlakovou ztrátou 161 Pa a objemový průtok vody 4,644 m³/h volím čerpadlo WILO Z 25/6 230V PN10 [9]



Obrázek 27 Diagram čerpadla WILO Z 25/6 230V PN10

Spalinový ventilátor pro tlakovou ztrátu 14020 Pa který bude zapojen ve výměníku tepla spaliny – voda volím radiální ventilátor HRD 2 FU-130/7,5 [10]



Výkonové charakteristiky

| Typ | Průtok | Tlak | Napětí | Frekvence | Proud | Výkon motoru | Otáčky | Hmotnost |
|-----------------------------|---------------------|--------|--------|-----------|-------|--------------|-------------------|----------|
| | m ³ /min | Pa | V | Hz | A | kW | min ⁻¹ | kg |
| HRD 2/FU-130/7,5 přetlak | 23 | 16 500 | 400 | 130 | 16,5 | 7,5 | 7670 | 57,0 |
| HRD 2/FU-130/7,5 podtlak | 26 | 13 700 | 400 | 130 | 16,5 | 7,5 | 7670 | 57,0 |

Obrázek 28 Spalinový ventilátor HRD 2 FU-130/7,5

9. Náklady na zařízení využívající odpadní teplo [11] [12]

V tomto bodu spočítám orientační finanční náklady na vyhotovení zdroje tepla, to je kogenerační jednotka, dvou výměníků tepla a potrubního řádu. Dále zde bude započítána práce na vybudování a zapojení kogenerační jednotky a rozvodu teplé užitkové vody.

| Druh zboží | Počet kusů | Cena [Kč] |
|--|------------|-----------|
| Kogenerační jednotka | 1 | 86250 |
| Zásobník TUV | 1 | 25000 |
| Expanzní nádoba | 2 | 10000 |
| Spalinový ventilátor | 1 | 15000 |
| čerpadlo WILO Z 25/6 230V PN10 | 1 | 7115 |
| čerpadlo Grundfos ALPHA2 25-60 230V PN10 | 1 | 6000 |
| čerpadlo WILO Z 20/1 230V PN10 | 1 | 4200 |
| Výměník tepla spaliny – voda | 1 | 30000 |
| Výměník tepla voda – voda | 1 | 20000 |
| Kohout kulový | 9 | 900 |
| Kohout vypouštěcí | 3 | 570 |
| Kohout zpětný | 1 | 1000 |
| Pojistný ventil | 3 | 1500 |
| Tlakoměr | 7 | 2100 |
| Vodoměr | 1 | 2000 |
| Teploměr | 7 | 2100 |
| Klapka uzavírací | 4 | 12000 |
| Potrubí | 100 m | 9400 |
| Práce | | 40000 |
| Celkem | 275135 | |

Tabulka 12 Orientační finanční náklady na vybudování kogenerační jednotky

10. Závěr

V prvním bodě diplomové práce je proveden rozbor stávajících technologií v kogeneračních technologiích týkajících se odpadního tepla spalin. Dále je pozornost zaměřena na výměníky tepla v odvětví výroby teplé užitkové vody.

V diplomové práci jsem spočítal množství spalin a tepelný spád pro využití ve výměníku tepla vyprodukované kogenerační jednotkou LOGANOVA EN 20. Dále jsem vypočítal parametry a rozměry výměníku tepla využívajícího odpadního tepla spalin. Druhý vypočítaný a navrhnutý výměník využívá odpadního tepla z chlazení motoru kogenerační jednotky.

V dalším bodu diplomové práce jsem vypočítal tlakové ztráty oběhu teplé užitkové vody. Z těchto vypočtených tlakových ztrát jsem zvolil oběhová čerpadla a spalinový ventilátor.

V posledním bodu diplomové práce jsem spočítal ekonomickou náročnost provedení výstavby a instalace kogenerační jednot, výměníku tepla a potřebného vybavení potrubní sítě oběhu teplé užitkové vody.

Tato kogenerační jednotka bude sloužit ke snížení nákladů na vytápění a snížení nákladů za spotřebu elektrické energie. Zařízení bude sloužit ve výrobní hale.

11. Seznam použité literatury

- [1]<http://www.mpo-efekt.cz/>
- [2]<http://www.cez.cz/>
- [3]<http://vytapani.tzb-info.cz>
- [4]<http://documents.buderus.com>
- [5]<http://www1.vsb.cz/ke/vyuka>
- [6]<http://vytapani.tzb-info.cz>
- [7]<http://hydraulika.fsv.cvut.cz>
- [8]www.fce.vutbr.cz
- [9]<http://obchod.pumpa.cz>
- [10]<http://www.elektrotor.de>
- [11]<http://www.thermona.cz>
- [12]<http://www.topenilevne.cz>
- [13]Raťňjevič , K.: Termodynamické tabulky, Alfa Bratislava 1984
- [14]Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků, Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT. 212 s.
- [15]Cikhart, J., Polanský, A.: Výměníky tepla v tepelných sítích, SNTL Praha 1976. 628 s.
- [16]ČSN 07 0302
- [17]<http://www.vscht.cz>

12. Přílohy

Výměník spaliny-voda

| | |
|----------------|------------|
| PŘÍRUBA | 1A4-1-2013 |
| VÍKO | 1A4-2-2013 |
| TRUBKOVNICE | 1A2-3-2013 |
| PLÁŠŤ | 1A2-4-2013 |
| PŘÍRUBA PLÁŠTĚ | 1A2-5-2013 |
| SESTAVA | 1A1-6-2013 |

Výměník voda-voda

| | |
|----------------|------------|
| PŘÍRUBA | 2A4-1-2013 |
| VÍKO | 2A4-2-2013 |
| TRUBKOVNICE | 2A2-3-2013 |
| PLÁŠŤ | 2A2-4-2013 |
| PŘÍRUBA PLÁŠTĚ | 2A2-5-2013 |
| SESTAVA | 2A1-6-2013 |